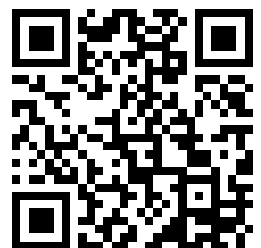

This is a reproduction of a library book that was digitized by Google as part of an ongoing effort to preserve the information in books and make it universally accessible.

GoogleTM books

<https://books.google.com>





Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

- + *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.
- + *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.
- + *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.
- + *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

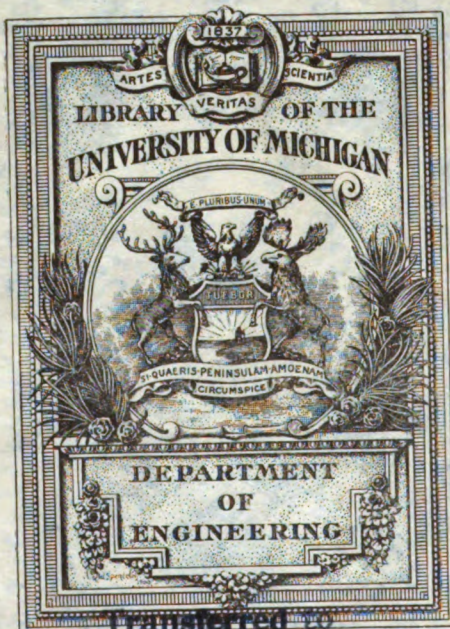
Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter <http://books.google.com> durchsuchen.

B 766,741

Jahrbuch
der
Schiffbautechnischen Gesellschaft



Fünfzehnter Band
1914



Transferred to
GENERAL LIBRARY



Engin. Library
VM
3
.833
V.15

14700



Otto Schlich

Vor M

Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft



Fünfzehnter Band

1914

Berlin

Verlag von Julius Springer

1914

Alle Rechte vorbehalten.

Druck von H. S. Hermann in Berlin.

Inhalts - Verzeichnis.

Geschäftliches:

	Seite
I. Mitgliederliste	1
II. Satzung	49
III. Satzung für den Stipendienfonds	54
IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft	56
V. Bericht über das fünfzehnte Geschäftsjahr 1913	58
VI. Bericht über die fünfzehnte ordentliche Hauptversammlung am 20., 21. und 22. November 1913	76
VII. Protokoll der geschäftlichen Sitzung der fünfzehnten ordentlichen Hauptversammlung am 21. November 1913	83
VIII. Unsere Toten	86

Vorträge der XV. Hauptversammlung:

IX. Neuere Erfahrungen und Bestrebungen im Schiffsturbinenbau. Von Dr. Bauer	113
X. Entwicklung und Konstruktion der Unterseeboots-Schrohre. Von Dr. Weidert.	174
XI. Beziehungen zwischen Luftschiffbau und Schiffbau. Von Felix Pietzker	228
XII. Harmonie der Schiffsformen. Von M. H. Bauer	257
XIII. Das hamburgische Baggerwesen. Von Dr.-Ing. Thele	286
XIV. Telefunken an Bord des „Imperator“. Von Hans Bredow	394
XV. Das Problem des Schraubenpropellers. Von Dr.-Ing. Gumbel	434

	Seite
XVI. Über das Maß der Stabilität der Schiffe. Von Ludwig Benjamin .	594
XVII. Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen. Von Dr.-Ing. Commentz	615

Besichtigungen:

XVIII. Die Schiebersteuerung für Pumpen nach System Nowacki	649
XIX. Die Physikalisch-Technische Reichsanstalt zu Charlottenburg . .	651
XX. Namenregister	660



Geschäftliches.

I. Mitgliederliste.

Protektor:

SEINE MAJESTÄT

WILHELM II., DEUTSCHER KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN.

Ehrenvorsitzender:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.

FRIEDRICH AUGUST, GROSSHERZOG VON OLDENBURG.

Vorsitzender:

C. Busley, Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor, Berlin.

Stellvertretender Vorsitzender:

Johs. Rudloff, Wirklicher Geheimer Ober-Baurat und Professor, Berlin.

Fachmännische Beisitzer:

Georg W. Claussen, Dr.-Ing., Königl. Baurat, Direktor der Tecklenborgwerft in Geestemünde.

Justus Flohr, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der Maschinenbau A.-G. „Vulcan“, Hamburg 9, Vulcanwerft.

C. Pagel, Professor, Technischer Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin.

Gotth. Sachsenberg, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.

R. Veith, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat und Abteilungschef im Reichs-Marine-Amt, Berlin.

Beisitzer:

Fr. Achelis, Konsul, Präsident des Nord-deutschen Lloyd, Bremen.

G. Gillhausen, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr.

Aug. Schultze, Geheimer Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.

Ed. Woermann, Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg.

Geschäftsführer:

Franz Hochstetter, Dr. phil., Berlin NW 6.

Geschäftsstelle: Berlin NW 6., Schumann-Str. 2 pr.

Telefon : Norden 926.

1. Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.

HEINRICH, PRINZ VON PREUSSEN

(seit 1901)

SEINE KAISERLICHE UND KÖNIGLICHE HOHEIT,

WILHELM, KRONPRINZ DES DEUTSCHEN REICHES U. VON PREUSSEN

(seit 1902)

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT

FRIEDRICH FRANZ IV., GROSSHERZOG V. MECKLENBURG-SCHWERIN

(seit 1904)

Geo Plate, früher Präsident des Norddeutschen Lloyd

(seit 1911)

Albert Ballin, Dr.-Ing., Vorsitzender des Direktoriums der Hapag

(seit 1911)

2. Inhaber der Goldenen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

SEINE MAJESTÄT

WILHELM II., DEUTSCHER KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN

(seit 1907)

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.

FRIEDRICH AUGUST, GROSSHERZOG VON OLDENBURG

(seit 1908)

Carl Busley, Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor, Berlin

(seit 1913)

3. Inhaber der Silbernen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:**Hermann Föttinger, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule in Danzig**

(seit 1906)

4. Fachmitglieder.*a) Lebenslängliche Fachmitglieder:*⁶ **Berninghaus, C., Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.****Biles, Sir John Harvard, Professor für Schiffbau an der Universität Glasgow.****Blohm, Herm., Dr.-Ing., i. Fa. Blohm & Voß, Hamburg, Harvestehuder Weg 10.****Busley, C., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor, Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 2.**¹⁰ **de Champs, Ch., Kapitänleutnant der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Johannesgatan 20.****Claussen, Georg W., Dr.-Ing., Königl. Baurat, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 4.****Claussen jun., Georg, stellvertr. Schiffbau-Direktor von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 8.****Delaunay-Belleville, L., Ingénieur-Constructeur, Rue de l'Ermitage, St. Denis (Seine).****Flohr, Justus, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg 9, Vulcanwerft.**

- ¹⁵ Klose, A., Ober-Baurat a. D., Berlin W 15, Kurfürstendamm 33.
 Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Elsassischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen, Elsaß.
 Lorenz-Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
 Niclausse, Jules, Ingénieur-Constructeur, Paris, Rue des Ardennes 24.
 Pommée, P. J., Direktor des Ottensener Eisenwerk, Gr.-Flottbeck, Voß-Str. 8.
²⁰ Rickmers, A., Vorsitzender des Aufsichtsrates der Rickmers-Schiffswerft, Bremen.
 Ruthof, Josef, Werftbesitzer, i. Fa. Christof Ruthof, Wiesbaden, Wilhelmstr. 17.
 Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.

- Sachsenberg, Gotthard, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.
 Spetzler, Carl, Ferd., Dipl.-Ing. bei Fried. Krupp, Essen-Ruhr.
 Steinike, Karl, Schiffbaudirektor der Fried. ²⁵ Krupp Germania-Werft, Gaarden bei Kiel.
 Topp, C., Königlicher Baurat, Stralsund, Knieperdamm 4.
 Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam.
 Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
 Ziese, Carl H., Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat und Besitzer der Schichauschen Werke zu Elbing und Danzig, Elbing.
 Ziese, Rud. A., Ingenieur, St. Petersburg, ³⁰ Wassili Ostrow, 12. Linie 27.
 Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:

- Abel, Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 23a.
 Abel, P., Ingenieur, Besichtiger von Lloyds-Register, Düsseldorf, Herder-Str. 70.
 Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf.
³⁵ Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Inhaber der Firma O. Kirchhoff Nachfolger, Stralsund.
 Abrams, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Papenburg a. Ems, Osterkanal 12.
 Achenbach, Albert, Diplom-Ingenieur, Direktor der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft Übigau, Dresden-Neustadt, Glacisstr. 7.
 Achenbach, Friedrich W., Dipl.-Ing., Betriebsdirigent bei der Kaiserlichen Werft, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 80, III.
 Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 29, Andreasstr. 20.
⁴⁰ Ahlers, Louis, Ingenieur, Roßlau a. E., Markt 9.
 Ahlers, Otto, Ingenieur, Köln-Deutz, Mathilden-Str. 36, I.
 Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A. B.

- de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Stuttgarter Platz 15.
 Ahnhudt, Marinebaurat für Schiffbau, Charlottenburg, Mommsenstr. 3, II.
 Albrecht, J., Dipl.-Ing., Charlottenburg- ⁴⁵ Westend, Fredericiastr. 11.
 Alverdes, Max, Obergeringenieur und Vertreter des Osnabrücker Georgs-Marien-Bergwerks- und Hüttenvereins, Hamburg-Uhlenhorst, Bassin-Str. 8.
 Ambrohn, Victor, Diplom-Ingenieur, Bremen, Lobbendorferstr. 9.
 Amnell, Bengt, Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Volmar-Yxkullsgatan 15 A, Schweden.
 Arendt, Ch., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserliche Werft.
 Arera, Hans, Ingenieur, Breslau VI, Lieg- ⁵⁰ nitzer Str. 1.
 Arnold, Alb., C., Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Fritschestr. 30, IV I.
 Arnold, Karl, Regierungsrat, Steglitz, Arndt-Str. 35.
 Arppe, Johs., Obergeringenieur u. Prokurist d. Fa. F. Schichau, Danzig, Linden-Str. 10.

- Arschauloff, Vadim, Ing., Staatsrat, St. Petersburg, Nijegorodskajastr. 31.
- 55 Artus, Marine-Baurat für Maschinenbau, Baubeaufsichtigender bei der Werft der A.-G. Vulkan in Hamburg, Altona-Othmarschen, Bellmannstr. 5.
- Baars, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Fruchttallee 19—21, IV.
- Baath, Kurt, Oberingenieur d. A.-G. Weser, Dipl.-Ing., Vegesack, Bremer Str. 32.
- Bachmeyer, Robert, Fabrikdirektor a. D., Berlin-Wilmersdorf, Prinzregentenstr. 14.
- Baisch, Ludwig, Ingenieur, i. Fa. Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Fleethorn 36.
- 60 Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.
- Bartel, Wilhelm, Ingenieur, Bremen, Rückertstraße 3.
- Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
- Bauer, Dr. G., Maschinenbau-Direktor d. Stett. Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Hamburg 9, Vulcanwerft, Innocentiastr. 26.
- Bauer, M. H., Zivil-Ingenieur, Berlin W 30, Barbarossastr. 31.
- 65 Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg.
- Baumann, Karl, Schiffbau-Ing., Hamburg 9, Vulcanwerke.
- Baur, G., Baurat, Direktor, Fried. Krupp, A.-G., Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
- Becker, Richard, Ober-Ing., Bremerhaven, Leiter d. techn. Betriebes des Nordd. Lloyd.
- van Beek, J. F., Schiffbau-Direktor der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Theresiastraat 75.
- 70 Behn, Theodor, Diplom-Ingenieur und Abteilungs-Chef der Vulcanwerke, Hamburg, Isestr. 6.
- Behrmann, Georg, Ingenieur, Kiel, Winterbeker Weg 32.
- Benetsch, Armin, Schiffsmaschinenbau-Ober-Ingenieur, Oberlehrer an der Städt. Maschinisten- und Gewerbeschule, Charlottenburg, Lützower Str. 6.
- Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 13, Grindel-Allee 153.
- Berendt, M., Direktor d. Deutsch-Austral. D.-G., Hamburg, Lessingstr. 12.
- Berendt, Hermann, Diplom-Ingenieur bei 75 Blohm & Voß, Hamburg 24, Lessingstraße 12.
- Berghoff, O., Marine-Baumeister a. D., Berlin C 54, Dragoner-Str. 23, I.
- Berling, G., Marineoberbaurat für Maschinenbau, Kiel, Feldstraße 148, III.
- Berndt, Bruno, Ingenieur, Hamburg, Schlüterstr. 75, II.
- Berndt, Fritz, Elektro-Ingenieur, Hamburg, Oderfelder Str. 15.
- Berndt, Rechnungsrat, Groß-Lichterfelde, 85 Augustastr. 39, II.
- Berner, Otto, Ingenieur, Hamburg, Admiralität-Str. 58.
- Betzhold, Marine-Schiffbaumeister, Berlin W, Leipziger Platz 17.
- Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 77.
- Beul, Th., Oberinspektor des Norddeutschen Lloyd, Hamburg 13, Magdalenenstr. 42.
- Beyer, Friedr., Dipl.-Ing., Oberingenieur, 85 Bremen, A.-G. „Weser“.
- Biedermann, Schiffbau-Diplom-Ingenieur beim Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Bielenberg, Theodor, Schiffbau-Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Biese, Max, Maschinenbau-Betriebs-Ingenieur, Geestemünde, Rheinstr. 46.
- Bignami, Leopoldo, Capitano del Genio Navale nella R. Marina Italiana, Venedig, Regio Arsenale.
- Billig, H., Maschinenbau-Oberingenieur, 90 Dessau, Richard-Wagner-Str. 9.
- Birkner, Ernst, Diplom-Ingenieur i. Schiffsmaschinenbau, Hamburg, von Essenstraße 22, I.
- Blackstady, E., Direktor der Oderwerke, Stettin, Schiller-Str. 11.
- Blehschmidt, Marine-Schiffbaumeister, Berlin-Halensee, Paulsborner Str. 7.
- Bleicken, B., Dipl.-Ing., Hamburg 20, Tarpenbeck-Str. 128.
- Block, Hch., Ingenieur, Lokstedt b. Hamburg, 95 Waldersee-Str. 22.

- Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Koop-Str. 28.
- Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg, Hüsumer Str. 21.
- Blümcke, Richard, Direktor der Schiffs- und Maschinenbau - Akt. - Ges. Mannheim in Mannheim.
- Blumenthal, G. E., Direktor der Hamburg-Amerika - Linie, Hamburg, Jungfrauen-
thal 2.
- ¹⁰⁰ Bocchi, Guido, Bureau-Chef der Werkstätten der Firma G. Ansaldo Armstrong & Co., Sestri Ponente, via Ugo Foscolo 5. int. n^o 6 Italien.
- Bock, F. C. A., Zivil-Ingenieur, Hamburg, 23, Hasselbroock-Str. 29.
- Bock, W., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Reichs - Marine - Amt, Berlin W, Leipziger Platz 17.
- Bockelmann, H., Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettiner Oderwerke.
- Bockhacker, Eug., Geheimer Oberbaurat und vortr. Rat im Reichs-Marineamt, Berlin-Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 201, II.
- ¹⁰⁵ Boeck, Carl, Dipl.-Ing., Stettin, Giesebrechtstraße 12.
- Boekholt, H., Marine-Baurat a. D., Grabke b. Bremen, Grabker Chaussee 172.
- Bohnstedt, Max, Professor, Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel, Knoop-Weg 56.
- Boie, Harry, Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstr. 10, I.
- Bonhage, K., Marine-Baurat für Maschinenbau, Abnahmebeamter in Düsseldorf.
- ¹¹⁰ Böning, O., stellvertr. Direktor, Kl. Flottbek bei Hamburg, Eichenallee 13.
- Bormann, Alfred, Kaiserl. Russ. Schiffbau-Ingenieur am Kaiserl. Russ. Ministerium des Wegebaues, St. Petersburg, Kirotsch-naia 36.
- v. Borries, Friedrich, Marine-Schiffbau-meister, Danzig, Rennerstiftsgasse 4.
- Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Robert-Reinick-Weg 8, I.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 6, III.
- ¹¹⁵ Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 90, I.
- Brauer, W., Diplom-Ingenieur, Düsseldorf-Obercassel, Düsseldorfer Platz 65.
- Breer, Wilh., Schiffbau-Ing. und erster Schiffs-Vermesser, Hamburg, Fruchttallee 38.
- Breitländer, Friedrich, Ingenieur, Västerås in Schweden.
- Breitländer, Wilh., Schiffsmaschinenoberingenieur, Geestemünde, Bülowstr. 1.
- Brennhaus, Curt, Dipl.-Ingenieur, Ham-
burg, Abendrothsweg 76.
- Breuer, C., Ingenieur, Hamburg-Kl. Flottbeck, Wilhelmstr. 8.
- Brinkmann, G., Geheimer Ober-Baurat und Vortragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Wilmersdorf-Berlin, Kaiser-Allee 180, III.
- Brinkmann, Obergeringenieur der Germania-Werft, Kiel, Düvelsbekerweg 31.
- Bröcker, Th., Maschinen-Ingenieur, Hamburg, Alardus-Str. 22.
- Brodersen, Marine - Schiffbaumeister, ¹²⁵ Berlin W, Leipziger Platz 17.
- Brommundt, G., Marine - Oberbaurat und Maschinenbau - Betriebsdirektor, Kie Kaiserl. Werft.
- Brose, Eduard, Ingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 76, III.
- Brotzki, Julius, Geheimer Regierungsrat, Neubabelsberg, Waldemarstr.
- Bruckhoff, Carl A. E., Leiter der Versuchs-Station des Norddeutschen Lloyd, Lehe, Hafen-Str. 159.
- Bruhn, Johannes, Direktor von det norske ¹³⁰ Veritas, Christiania.
- Brüll, Max R., Schiffsmaschinenbauingenieur, Hamburg 21, Eppendorferbaum 41.
- Brumm, Ernst, Diplom-Ingenieur, Wellingsdorf-Kiel, Gabelsbergerstr. 28.
- Bruns, Heinrich, Konsul, Zivilingenieur, Kiel, Strandweg 84.
- Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Vegesack, Bremer Vulkan.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau - Ingenieur ¹³⁵ beim Germ. Lloyd, Friedenau, Goßler-Str. 13.
- Bufe, C., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Johannis-Str. 19.
- Bull, Harald, Ingenieur, Hamburg, Eimsbüttler Str. 48.

- v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Prokurist des Germ. Lloyd, Gr.-Lichterfelde-O., Annastraße 2.
- Burkhardt, Marine-Schiffbaumeister, Berlin W 62, Lutherstr. 16, III.
- ¹⁴⁰ Bürkner, H., Geheimer Oberbaurat und Abteilungschef im Reichs-Marine-Amt, Gr.-Lichterfelde O., Mittelstr. 1.
- v. Burstini, Ingenieur, Danzig, Langer Markt 31.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg, Dammthorstr. 15/16.
- Buschberg, E., Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 80.
- Büsing, R., Maschinenbau-Ingenieur, Bremerhaven, Kaiserstr. 2 b.
- ¹⁴⁵ Buttermann, Ingenieur, Berlin-Grünwald, Hohenzollerndamm 111.
- Büttgen, Schiffbauingenieur, Kiel-Gaarden, Friedrich Krupp A.-G., Germaniaerft, Hohenzollernring 61.
- Buttmann, Marinebaumeister, Baubeaufsichtigender bei der A.-G. „Weser“, Bremen, Holler-Allee 63.
- Butz, Walter, Schiffbauingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Werftstr. 17 I.
- Caldwell, James, Marine-Engineer, Glasgow, Elliot-Street 130.
- ¹⁵⁰ Carels, Charles, Ingénieur, Constructeur, Ateliers Carels frères, Dok, Gent (Belgien).
- Carlson, C. F., Werftbesitzer, Danzig, Werft von F. Schichau.
- Cerio, Schiffbauingenieur, Rom, Via Boncompagni 19.
- Chace, Mason, S., Schiffbau-Ingenieur, Wales St., Dorchester, Boston, Mass. U.S.A.
- Clark, Charles, Professor am Polytechnikum, Riga, Mühlenstr. 58, II.
- ¹⁵⁵ Claas, G., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Holtenauer Str. 137, II.
- Claussen, Carl, Ingenieur, Hamburg, Grindelallee 39.
- Claußen, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen 13.
- Cleppien, Max, Marinebaurat a. D., Hamburg 37, Isestr. 15, I.
- Collin, Max, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Danzig.
- Commentz, Carl, Dr.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Blücherstr. 9.
- Conradi, Carl, Marine-Ingenieur, Christiania, Prinsens Gade 2 b.
- Cordes, Gottfried, Ingenieur, Elbing, Wallstr. 1.
- Cordes, Tönjes, Oberingenieur, Hamburg-Steinwärder, i. Fa. Stülcken & Sohn.
- Cornehl, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Coulmann, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, ¹⁶⁵ Kaiserliche Werft.
- Crets, M. C. Edmond, Direktor der Chantier naval Cockerill, Hoboken — Antwerpen, Belgien.
- Creutz, Carl Alfr., Direktor der Oehta-Schiffswerft u. Maschinenfabrik W. Crichton & Co., St. Petersburg, Rußland.
- Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bergsunds Verkstad, Stockholm.
- Dammann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg - Langenhorn, Langenhorner Chaussee 197.
- Dannbaum, Adolf, Dipl.-Ing., Hamburg, ¹⁷⁰ Blohm & Voss.
- Darjes, Emil, Ingenieur, Lehe, Rickmers Schiffswerft.
- Degn, Paul Frederik, Diplom-Ingenieur, Ober-Ingenieur und Prokurist der Howaldtswerke, Neumühlen-Dietrichsdorf, Heikendorferweg 23.
- Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg, Margarethen-Str. 76.
- Delaunay-Belleville, Robert, Ingenieur, Saint-Denis sur Seine.
- Demnitz, Gustav, Betriebsdirigent an ¹⁷⁵ der Kaiserl. Werft, Danzig, Am Jakobstor 5—6.
- Dentler, Heinr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur und Bureauchef beim „Vulkan“, Stettin, Unterwiek 16.
- Deters, K., Obering. und Prokurist i. Fa. H. Stinnes, Harburg, Bleicherweg 10.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Techn. Direktor der Woermann-Linie und der Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Leinpfad 82.

- Dietrich, A., Marine-Baurat für Schiffbau, Baubeaufsichtiger bei der Vulcan-Werft in Stettin.
- ¹⁸⁰ Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Roßlau a. E., Pötschstr. 14.
- Dietze, F. G., Oberinspektor f. Maschinen- u. Schiffbau, Ahrensburg b. Hamburg.
- Dix, Joh., Marine-Baurat für Schiffbau, Baubeaufsichtiger bei der Germania-werft, Kiel, Feldstr. 134.
- v. Dorsten, Wilhelm, Ingenieur der Rheinschiffahrt A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.
- Drakenberg, Jean, Maschinen-Ingenieur, Direktor der Bergungs-Gesellschaft „Nep-tun“, Stockholm, Engelbrektskatan 10.
- ¹⁸⁵ Dressler, Lionel, Dipl.-Ing., Hamburg, Holstenplatz 4.
- Dreyer, E., Max, Civilingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Hamburg, Steinhöft 3.
- Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Ham-burg, Schrötteringsweg 9.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing, Königsberger Str. 14a.
- Dröseler, Marineschiffbaumeister, Danzig, Stadtgraben 17.
- ¹⁹⁰ Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin, Birkenallee 40, II.
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Nischny-Now-gorod, Martinizkaja 13, Rußland.
- Dykes, Geo, Principal, Surveyor f. Lloyd's Register, Hamburg, Steinhöft 3.
- Eckolt, Wilh., Marinebaumeister, Wilhelms-haven, Roonstr. 83 I.
- Egan, Edward, Oberingenieur in der Schiff-fahrtssektion des k. ungar. Handels-ministeriums, Budapest II.
- ¹⁹⁵ Eggers, Julius, Dr.-Ing. h. c., Direktor der Schmidt'schen Heißdampf - G. m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe.
- Eggert, Wilhelm, Schiffbau-Oberingenieur, Geestemünde, Spichernstr. 9, II.
- Ehrenberg, Marine-Schiffbaumeister, Berlin-Friedenau, Rubensstr. 21, III.
- Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 11.
- Eichhorn, Osc., Geh. Marinebaurat u. Schiff-baudirektor, Danzig, Kaiserliche Werft.
- ²⁰⁰ Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Brake i. Oldenburg.
- Ekström, Gunnar, Extra-Marine-Ingenieur, Flottansvarf, Karlskrona.
- Elers, Hermann, Schiffbauingenieur, Ham-burg 19, Fröbelstr. 8.
- Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Bismarckstr. 4.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, Bad Oyn-hausen, i. Fa. Irmer & Elze.
- Engel, Otto, Marine-Baurat für Maschinen-²⁰⁵ bau, Baubeaufsichtiger bei der Ger-maniawerft in Kiel.
- d'Equelley - Montjustin, R., Schiffbau-Ingenieur, Paris, 2 Place Wagram, z. Zt. Bremen, A.-G. „Weser“.
- Erbach, R., Schiffbau-Dipl.-Ing., Kiel-Gaarden, Germaniawerft, Geibelplatz 13.
- Erdmann, Paul, Ing.-Maschinenbesichtiger d. Germanischen Lloyd Rostock, Friedrich-Str. 7.
- von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg 11, Globushof, Trostbrücke 2.
- Esser, Matthias, Oberingenieur, Bremen,²¹⁰ Wall 36.
- Euterneck, P., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelms-haven, Viktoria-Str.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüscke & Co., Stettin, Königsplatz 14.
- Falbe, E., Diplom-Ingenieur, Betriebsdirigent d. Kaiserl. Werft, Kiel, Lornsen-Str. 47.
- Falk, W., Schiffbau-Ingenieur und Yacht-Agentur, Schiffbaulehrer a. d. Navigations-schule, Hamburg, Annen-Str. 30.
- Fechter, Georg, Ober-Ingenieur, Lands-²¹⁵ berg a. W., Berg-Str. 41.
- Fechter, Gust. Schiffbaumeister, Königs-berg i. Pr.
- Fesenfeld, Wilh., Oberlehrer und Diplom-Ingenieur, Bremerhaven, Schleusen-Str 11.
- Festerling, S., Ingenieur, Hamburg 25, Borgfelder Str. 20.
- Fettig, Martin, Maschinenbauingenieur, Ham-burg, Schröderstiftsstr. 7/9, I.
- Fiala, Johann, k. u. k. Schiffbauoberingenieur²²⁰ 2. Kl., Triest, via Giustinelli 1 A.
- Fiedler, Paul, k. u. k. Kontreadmiral, Pola, Seearsenal.
- Fimmen, Hermann, Schiffbauingenieur, Stettin-Bredow, Vulcanwerke.

- Fischer, Carl, Diplom-Ingenieur, Stettin, Derfflingerstr. 20.
- Fischer, Carl, Dipl.-Ing., Roßlau a. E., Gebr. Sachsenberg A.-G.
- ²²⁵ Fischer, Ernst, Ingenieur, z. Zt. stellvertr. Bureauchef der Howaldswerke, Dietrichsdorf b. Kiel, Kirchenstr. 5.
- Fischer, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elbing Altst., Wall-Str. 13.
- Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, Philosophenweg 25.
- Flach, H., Marine-Oberbaurat a. D., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 36.
- Flamm, Osw., Geheimer Regierungsrat, Professor an der Königl. Techn. Hochschule, Nikolassee b. Berlin, Lückhoffstr. 30.
- ²³⁰ Fliege, Gust., Direktor der Rickmers Reismühlen, Rhederei und Schiffbau A.-G., Bremerhaven.
- Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens Mechaniske Varksted, Bergen (Norwegen).
- Flügel, Paul, Ingenieur und Maschinen-Inspektor, Lübeck, Mühlenbrücke 1a.
- Foerster, Dr.-Ing. Ernst, Chef d. Schiffswesens der Hamburg - Amerika - Linie, Altona-Otmarschen, Beselerstr. 8.
- Folkerts, H., Ingenieur und Privatdozent, Aachen, Rütcherstr. 40.
- ²³⁵ Föttinger, Hermann, Dr.-Ing., Professor, Danzig-Zoppot, Bäderweg 13.
- Frahm, Herm., Direktor der Werft Blohm & Voß, Hamburg, Klosterallee 18.
- Franke, Emil, Betriebs-Ingenieur, Cöln-Deutz, Gebr. Sachsenberg A.-G.
- Frankenberg, Ad., Marine-Baurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 10.
- Franz, J., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 25.
- ²⁴⁰ Fränzel, Curt, Direktor der Königl. Seemaschinistenschule in Stettin.
- Freese, Hermann, Schiffbauingenieur, Lübeck, Bismarckstr. 25, I.
- Fregin Fritz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Deutsche Str. 54.
- Friederichs, K., Rechnungsrat im Reichs-Marine - Amt, Neu - Finkenkrug, Kaiser-Wilhelmstr.
- Fritz, G., Geheimer Oberbaurat und vortr. Rat im R.-M.-A., Berlin W 30, Hohenstaufen-Str. 67, III.
- Fritz, Walter, Oberingenieur d. Bergmann-²⁴⁵ Elektrizitäts-Werke A.-G., Abteilung für Schiffsturbinen, Berlin N4, Invalidenstr. 102.
- Früchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Steinwärd.
- Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Eckernförder Chaussee 61.
- Garvens, Walter, Dipl.-Ing., Bremerhaven Bremer Str. 4.
- Garweg, Arthur, Diplom-Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstr. 26, pt.
- Gätjens, Heinr., Schiffbau-Ing. der Hamburg-²⁵⁰ Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinandstr.
- Gebauer, Alex., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Traubenstr. 11.
- Gebers, Fr., Dr.-Ing., Direktor der K. K. Schiffbautechn. Versuchsanstalt, Wien, IX, Michelbauerngasse 6.
- Gehlhaar, Franz, Regierungsrat, Mitglied des Kaiserlichen Schiffs-Vermessungs-Amtes, Berlin-Westend, Eschenallee 13.
- Gerlach, Ferdinand, Schiffbauingenieur, Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Oberingenieur²⁵⁵ und Prokurist der G. Seebeck A.-G., Bremerhaven, Fährstr. 26.
- Gerner, Fr., Betriebs-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Hassee-Rendsburger Land-Str. 71.
- Giebeler, H., Schiffbau-Ingen., Hamburg 19, Heukenweg 4, I.
- Gierth, R., Oberingenieur der Vereinigten Elbschiffahrts-Gesellschaften A.-G., Dresden-Plauen, Würzburger Str. 38.
- Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg, Heinestraße 23.
- Giese, Ernst, Geheimer Regierungsrat, Lank-²⁶⁰ witz, Mozartstr. 26.
- Gleim, W., Direktor, Kassel, Herkulesstr. 12.
- Gnutzmann, J., Schiffbau - Oberingenieur, Langfuhr b. Danzig, Heiligenbrunnerweg 4.
- Goecke, Marine-Oberbaurat a. D., Düsseldorf, Geibelstr. 6.

- Göhring, Adolf, Kaiserl. Marinebaurat, Berlin-Steglitz, Lindenstr. 12, I.
- ²⁶³ Gorgel, Diplom-Ingenieur, Friedenau, Haupt-Str. 73.
- Gottschalk, A., Dipl.-Ing., Hamburg, Schlinußstr. 54.
- Grabow, C., Marinebaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 139, III.
- Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Professor, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
- Graemer, L., Schiffbauing. u. Prokurist der Schiffswerft Nüscke & Co., A.-G., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 18.
- ²⁷⁰ Grauert, M., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebs-Direktor, Kiel, Holtenauer Straße 129.
- Green, Rudolf, Oberingenieur u. Prokurist, Dietrichsdorf bei Kiel, Höckendorfer Weg 31.
- Greiner, Léon, Ingenieur der Société John Cockerill, Seraing Belgien.
- Grimm, Max, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg 5, Philippstr. 4, II.
- Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Henriettenstr. 9.
- ²⁷⁵ Groth, W., Ingenieur der Hanseat. Elektr.-Ges., Hamburg, Semperhaus.
- Grotrian, H., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.
- Gümbel, L., Professor Dr.-Ing., Charlottenburg, Schloß-Str. 66, III.
- Gummelt, Carl H., Schiffbauingenieur, Geestemünde, Klopstockstr. 12, II.
- Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Germanischen Lloyd, Stettin, Frauenstr. 50.
- ²⁸⁰ Habermann, Egon, Oberingenieur, Altona-Ottensen, Ottenser Eisenwerk A.-G.
- Haensgen, Osc., Maschinenbau-Ingenieur, Flensburger Schiffsbau-Ges., Flensburg.
- Haertel, Siegfried, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Nordenham a. Weser.
- Hagemann, H. Paul, Schiffbauingenieur, Hamburg, Mittelstr. 61.
- Hahn, Carl, Ingenieur der Bremer Assekuradeure, Bremen, Börsennebengebäude 33.
- Hahn, Paul L., Schiffsmaschineningenieur ²⁸⁵ bei der Akt.-Ges. „Weser“, Kiel, Wehdenweg 18.
- Halldin, Gustaf, Marineingenieur, Kungl. Flottans Varv., Karlskrona, Schweden.
- Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.
- Hammer, Erwin, Ing., Roßlau a. E., Gebr. Sachsenberg.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Stettin, Mühlenstraße 5.
- Hanke, Friedrich, Schiffsmaschinenbau- ²⁹⁰ingenieur, Hamburg 31, Lappenbergsallee 6, hpt.
- Hantelmann, Kurt, Diplom-Ingenieur, Oberlehrer an der Seemaschinen- u. Schiffsingenieurschule, Rostock, Schillerstr. 5.
- Häpke, Gustav, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter am Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Dahlmannstr. 4.
- Harich, Arnold, Dipl.-Ing., Stettin, Pölitzer Straße 87.
- Harmes, Fritz, Schiffbauingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 7.
- Harms, Otto, Betriebsass. d. Flensbg. Schiffb.-Ges., Flensburg, Bauerlandstr. 11.
- Hartmann, C., Baurat, Vorstand der Dampfkessel- und Maschinenrevision der Baupolizeibehörde, Hamburg 8, Hohebrücke 1, III, Hafenhaus.
- Hartmann, Hans, Marine-Baurat, Direktor der Tsingtauer Werft, Tsingtau, Ostasien.
- Hass, Hans, Diplom-Ingenieur, Dozent und Professor, Hamburg, Schrötteringsweg 8, pt.
- Heberrer, F., Ing., Stettin, Birkenallee 30, III.
- Hedén, A., Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göte- ³⁰⁰borg, Mek. Werkstad.
- Heidtmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.
- Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Bremen, Wartburgstr. 89.
- Hein, Paul, Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 178, I.
- Hein, Th., Geh. Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Kantstr. 68, I.
- Heinemann, Rudolf, Dipl.-Ing., St. Peters- ³⁰⁵burg, Katarinenkanal 71, Qu. 19.

- Heinen, staatl. gepr. Bauführer, Fabrikbesitzer, Lichtenberg b. Berlin, Herzbergstr. 24/25.
- Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G., Langereihe 112, pt.
- Heitmann, Ludwig, Betriebsingenieur, Hamburg 19, Eichenstr. 92, hochpart.
- van Helden, H., Oberinspektor der Holland-Amerika-Linie, Rotterdam 78 West Zeedyk.
- ³¹⁰ Heldt, Karl, Schiffbauingenieur, Stettin, Logengarten 3.
- Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffsbau-Ingenieur, Onderwater in Holland.
- Helling, Wilhelm, Obergeringenieur, Gr.-Flottbek b. Altona, Grottenstr. 9.
- Helmig, G., Schiffbauingenieur, Elbing, Wilhelmstr. 24.
- Hemmann, Marine-Schiffbaumeister, Danzig, Kaiserliche Werft.
- ³¹⁵ Hempe, Gust., Obergeringenieur, Steglitz bei Berlin, Grunewaldstr. 5.
- Hering, Geh. Konstr.-Sekretär im Reichs-Marine-Amt, Zehlendorf, Beerenstr. 39.
- Herrmann, Hugo, k. u. k. Maschinenbau-Obergeringenieur I. Kl., Maschinenbaudirektor, Pola, Seearsenal.
- Herner, H., Dr. phil., Dipl.-Ing., Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Sophienblatt 7.
- Herzberg, Emil, Maschinen-Inspektor, Expert für Lloyds Register, Stettin, Bollwerk 12—14.
- ³²⁰ Hildebrandt, Hermann, Schiffbau-Obergeringenieur der A.-G. „Weser“, Bremen, Großgörschenstr. 14.
- Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Stettiner Maschinenbau A.-G. „Vulkan“.
- Hildenbrand, Carl, Obergeringenieur, Bremen, Werftstr. 24.
- Hillmann, Bernhard, Schiffbaubetriebs-Obergeringenieur, Geestemünde, Schulzstr. 34, II.
- Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- ³²⁵ Hitzler, Th. Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Hamburg-Veddel.
- Hoch, Johannes, Ingenieur, Breslau, Frankfurter Str. 75.
- Hochstein, Ludwig, Obergeringenieur, Wandsbeck b. Hamburg, Waldstr. 7.
- Hoefs, Fritz, Obergeringenieur, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 71.
- Hoffmann, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-A.-G., Lübeck, Parkstr. 58.
- Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft ³³⁰ von Blohm & Voß, Hamburg, Lappenbergsallee 23, II.
- Hohn, Theodor, Bürochef für Schiffsmaschinen- und Kesselbau, Kiautschou-China, Tsingtauer Werft.
- Holthusen, Wilh., Obergeringenieur, Hamburg, Vorsetzen 42.
- Holle, Rudolf, Schiffbauingenieur, Mannheim, Max-Joseph-Str. 10.
- 't Hooft, J., Obergeringenieur der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Rivuwstraat 185.
- Hölzermann, Fr., Marine-Oberbaurat ³³⁵ und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Schiffbau-Dipl.-Ing., Danzig-Langfuhr, Rickertweg 15.
- Hosemann, Paul, Dipl.-Ing., Elbing, Westpr., Traubenstr. 3.
- Hossfeld, P., Wirkl. Geheimer Oberbaurat, Berlin W 15, Pariser Str. 38, II.
- Howaldt, Georg, Ingenieur, Hamburg 11, Neuburgstr. 17.
- Hüllmann, H., Dr.-Ing., Professor, Geh. ³⁴⁰ Oberbaurat, Berlin W 15, Württembergische Str. 31/32, II.
- Hundt, Paul, Masch. Bauingenieur b. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Bremerhaven.
- Hupe, Heinrich, Schiffsmaschineningenieur, Papenburg a. Ems, Hauptkanal, links 28.
- Hutzfeldt, M., Prokurist, Kiel-Wellingsdorf, Wehdenweg 26.
- Icheln, Carl, Schiffbauingenieur, Hamburg, Övelgönnerstr. 32.
- Ilgenstein, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, ³⁴⁵ Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.
- Isakson, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, 34 Skeppsbron, Stockholm.
- Jaborg, Georg, Marine-Maschinen-Bau-meister, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

- Jacob, Oskar, Betriebs-Ingenieur, Stettin, Karkutsch-Str. 15.
- Jaeger, Johs., Geheimer Ober-Baurat a. D., Halle a. S., Richard-Wagner-Str. 40.
- ³⁵⁰ Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Knooperweg 111, III.
- Jahn, Joh., Dr., Reg.-Rat im Reichsamt des Innern, Charlottenburg, Neue Grolmanstraße 6, I.
- Jahnel, A., Schiffbau-Oberingenieur, Vereinigte Elbschiffahrts-Gesellschaft, Radebeul b. Dresden, Bismarckstr. 5.
- Janke, Paul, Marine-Baurat und Schiffbau-Betriebsdirektor a. D., Danzig.
- Janssen, D., Betriebsingenieur, Geestemünde, Borriesstr. 16.
- ³⁵⁵ Jansson, H., Ingenieur, Kiel, Mönkeberg 86.
- Jappe, Fr., Betriebs-Ingenieur, Hamburg Schanzenstr. 79.
- Jensen, Alb., Schiffbau-Ingenieur, Oliva (Westpr.), Georg-Str. 10.
- Jespersen, Theodor, Oberingenieur, Christiania, Drammensvei 4.
- Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Wehdenweg 20.
- ³⁶⁰ Johannsen, Max, Friedr., Oberingenieur, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Johannsen, W., Schiffbaumeister, Direktor der Danziger Schiffswerft und Maschinenbauanstalt Johannsen & Co., Danzig.
- Johansen, P. C. W., Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Bauer Land-Str. 11, I.
- Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Baumwall 3.
- Johnson, Alex. A., Schiffbau-Ingenieur, St. Petersburg, Baseinajastr. 39.
- ³⁶⁵ Jourdan, Johannes, Ingenieur der H. A. L., Hamburg 19, Im Gehölz 7.
- Judaschke, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eppendorf, Lockstedter Weg 29.
- Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur und Inspektor des Germ. Lloyd, Bremen, Kaiserstraße 24.
- Jungclaus, E. W., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bremerhaven.
- Just, Curt, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Esmarchstr. 66, I I.
- ³⁷⁰ Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor der Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Kaerger, Alfred, Ingenieur, Hamburg, Schanzenstr. 38.
- Kagerbauer, Ernst, k. und k. Schiffbau-Oberingenieur II. Kl. a. D., schiffbau-technischer Konsulent d. k. k. Seebehörde in Triest, Via Dei Giustinelli Nr. 1a.
- Kahrs, Otto, Dipl.-Ing., Kristiania, Raadhusgatan 1-3.
- Kappel, Henry, Ingenieur, Cassel-Wilhelms Höhe, Landgraf-Carl-Str. 27.
- Karstens, Paul, Ingenieur, Altona, Friedhof-³⁷⁵straße 15.
- Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Harvestehude, Brahms-Allee 123.
- Keiller, James, Oberingenieur, Göteborg.
- Kell, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birkenallee 3.
- Kemenater, Heinz, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Stettin, Vulcan-Werke.
- Kenter, Max, Marine-Baurat für Maschinen-³⁸⁰bau, Baubeaufsichtiger bei den Howaldts-Werken, Kiel, Düppelstr. 77.
- Kern, Wilhelm, Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel, Heikendorferweg 35.
- Kernke, Fritz, Marine-Schiffbaumeister, Berlin W 30, Berchtesgadener Str. 37.
- Keuffel, Aug., Direktor der Act.-Ges. „Weser“, Bremen, Lützowerstr. 10.
- Kiel, Karl, Ingenieur, Hamburg, Rutschbahn 36.
- Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing,³⁸⁵ Brandenburger Str. 10, I.
- Kiep, Nicolaus, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel, Germaniawerft.
- Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin, Bredow, „Vulcan“.
- Killat, Techn. Sekretär, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 142, II.
- Kindermann, B., Geheimer Regierungsrat, Mitglied des Kaiserl. Schiffsvermessungsamtes, Friedenau bei Berlin, Südwest-Korso 76.
- Kirberg, Friedrich, Konstr.-Sekretär, Berlin-³⁹⁰Steglitz, Ring-Str. 57, I.
- Klagemann, Johannes, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin-Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 197, III.
- Klamroth, Gerhard, Professor, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Flensburg, Clädenstr. 7.

- Klatte, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Dorotheenstr. 61.
- Klatte, Johs., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Mundsburgerdamm 18.
- ³⁹⁵ Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Kleen, J., Oberingenieur, Hamburg, Pappelallee 46, I.
- Klein, Marcel, Dr.-Ing., Wien VI, Hugo-Wolf-Gasse 1.
- von Klitzing, Philipp, Zivilingenieur, Hamburg, Alsterdamm 17.
- Klockow, Fritz, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Elisabethstr. 2.
- ⁴⁰⁰ Kluge, Otto, Marine-Baurat für Schiffbau, Baubeaufichtigender bei der Schichau-Werft, Danzig, Pfefferstadt 75.
- Knaffl, A., Ingenieur, Dresden-A., Bendenmann-Str. 13.
- Knappe, H., Maschinenbau-Direktor, Berlin-Westend, Hölderlinstr. 10.
- Knauer, W., Direktor des Bremer Vulcan, Vegesack, Gerh.-Rohlf-Str. 17.
- v. Knobloch, Schiffbau - Ingenieur, Kiel, Fleethorn 46.
- ⁴⁰⁵ Knorr, Paul, Ingenieur u. Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- u. Maschinenbau-Schule, Kiel, Königsweg 14.
- Knudsen, Ivar, Direktor der Firma Burmeister & Wain's, Kopenhagen.
- Koch, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 25, II.
- Koch, Hans, Mar.-Schiffbaumeister, Berlin-Südende, Berliner Str. 17, II.
- Koch, Karly, Direktor der Ottensener Maschinenfabrik, Altona-Ottensen.
- ⁴¹⁰ Koch, Joh., Direktor, Dietrichsdorf b. Kiel.
- Koch, W., Ing., Lübeck, K.-Friedrich-Platz 25.
- Köhler, Albert, Marine - Maschinen - Baumeister, Charlottenburg, Kantstr. 148g.
- Köhler, Alfred, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 29.
- Köhn von Jaski, Th., Geheimer Marine-Baurat a. D. Auf Reisen, Adresse durch Herrn Prof. Straube, Karlsruhe i. B., Karlstr. 102.
- ⁴¹⁵ Kolbe, Chr., Werftbesitzer Wellingdorf bei Kiel.
- Kolkman, J., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Elbing, Hohezinnstr. 12.
- Kölln, Friedrich, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Hamburg 23, Eilenau 84.
- Konow, K., Geheimer Oberbaurat und Vortragender Rat im R.-M.-A., Charlottenburg, Fasanen-Str. 11.
- Koob, August, Dr.-Ing., Direktor der Schmidtschen Heißdampf-G. m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe, Siebertweg 6.
- Kopp, Herm., Schiffbau - Betriebsdirektor, ⁴²⁰ Kiel, Jägersberg 15.
- Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Marien-Straße 9.
- Koschmider, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Hamburg V, Hansaplatz 12, III.
- Köser, L., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Dr.-Ing., Chef-Ingenieur der Gesellschaft John Cockerill, Seraing.
- Kraft, Ernest A., Diplom-Ingenieur, Ober- ⁴²⁵ ingenieur, Budapest, Köbanyaiut 31.
- Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule Berlin, Charlottenburg, Leibniz-Str. 55.
- Kramer, Fritz, Ing., Hamburg, Parkallee 18.
- Kramer, Oberingenieur, Kiel, Forstweg 39.
- Krell, H., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Grunewald, Casper-Theys-Str. 32.
- Kretschmer, Otto, Professor, Geheimer ⁴³⁰ Marine - Baurat a. D., Charlottenburg, Stuttgarter Platz 21.
- Kretzschmar, F., Schiffbau - Ingenieur bei Escher, Wyss & Cie., Zürich, Rotbuchstr. 36.
- Krey, Hans, D., Regierungs- und Baurat, Berlin, W 23, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Krieger, Ed., Geheimer Marinebaurat a. D., Friedenau, Stubenrauchstr. 4.
- Kristanz, Hermann, Ingenieur, Hamburg, Falkenried 83, III.
- Krohn, Heinrich, Zivilingenieur, Hamburg 23, ⁴³⁵ Rückertstr. 47.
- Krüger, C., Direktor, Hamburg 24, Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik.
- Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister a. D., Hamburg, Eppendorfer Stieg 8.
- Krüger, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg, Grindelhofstr. 52, part.

- Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 19, Eppendorfer Weg 152, III.
- ⁴¹⁰ Kruth, Paul, Masch.-Ingenieur, Hamburg 30, Eppendorfer Weg 265, III.
- Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Feldstr. 116.
- Kühn, Richard, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Am Deich 18.
- Kühne, Ernst, Ing., Bremen, Kl. Allee 51, II.
- Kühnke, Marine-Schiffsbaumeister, Berlin W 15, Württembergische Str. 25.
- ⁴⁴⁵ Kunert, Leo, Oberingenieur, Triest, Stabilimento Tecnico Triestino.
- Kurgas, Erich, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau Ingenieur, Bremen, Nordstr. 98.
- Kuschel, W., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Moltkestr. 47.
- Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der Königl. Techn. Hochschule, Berlin-Halensee, Halberstädter Str. 2.
- Lafrenz, Carl, Maschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Tiefe Allee 22, II.
- ⁴⁵⁰ Laible, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Westpr., Wilhelmstr. 52.
- Lampe, Marine-Baurat, Kiel, Adolfspl. 5.
- Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Moltkestr. 47, part.
- Lange, Heinrich, Schiffbauingenieur, Blankenese b. Altona, Friedrichstr. 10.
- Lange, Johs., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Berlin W, Leipziger Platz 17.
- ⁴⁵⁵ Lange, J. W., Ingenieur, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.
- Lange, Leo, Betriebs-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Schiffer-Str. 44.
- Langen, O. H., Dipl.-Ing., Bremen, Am Wall 89/90.
- Lankow, E., Ingenieur, Elbing, Aeuss. Mühlen-damm, 20, II r.
- Larsen, Herluf, Schiffbauingenieur, Flensburg, Burgfried 11.
- ⁴⁶⁰ Laudahn, Wilhelm, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin-Grunewald, Gill-Str. 2a.
- Laurin, L., Werftdirektor, Lysekil, Schweden.
- Läzer, Max, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
- Lechner, E., Marine-Baumeister a. D., Generaldirektor, Köln - Bayenthal, Alteburger Str. 357.
- Lehmann, Martin, Geheimer Marine-Baurat a. D., Düsseldorf, Herderstr. 5.
- Lehr, Julius, Regierungs-Baumeister a. D., ⁴⁶⁵ Berlin W, Tauentzienstr. 11.
- Leist, Carl, Professor a. d. Technischen Hochschule, Berlin W 15, Fasanen-Str. 37.
- Lempelius, Ove, Dipl.-Ingenieur, D. D.-Ges. Hansa, Techn. Abt., Bremen, Wulwesstr. 17.
- Leucke, Otto, Dr. phil., Dipl.-Ingenieur der Vulkanwerft, Hamburg-Uhlenhorst, Schrötteringsweg 8.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing.
- Leux, Ferdinand, Boots- und Yachtwerft, ⁴⁷⁰ Frankfurt a. M.-Niederrad.
- Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg 19, Eichenstr. 58, I.
- Liddell, Arthur R., Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Herderstr. 14.
- Lienau, Otto, Professor, Diplom-Ingenieur, Danzig, Technische Hochschule.
- Lincke, Bornim, Dipl.-Ing., Züllchow i. Pom., Schloßstr. 18.
- Lindbeck, J., Mariningenjör, Stockholm, ⁴⁷⁵ Schweden, Marinförvaltningen.
- Lindenau, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 16.
- Linder, Ernst, Ober-Ing., Stettin-Bredow Arndtstr. 7.
- Lindfors, A. H., Ingenieur, Göteborg, Skeppsbron 4.
- Linker, B. G., Zivilingenieur, Vertreter von Krupp, Hamburg 8, Mattentwiete 1.
- Lippold, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, ⁴⁸⁰ Osterstr. 20, III.
- Loeffler, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg 30, Heidestraße 25.
- Loesdau, Kurt, Marine-Maschinenbaumeister, Friedenau, Evastr. 6, III.
- Löflund, Walter, Marine-Schiffsbaumeister, Baubeaufsichtiger bei den Howaldtswerken in Kiel.
- Löfstrand, Gust. L., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 5.

- ⁴⁸⁵ Löfvén, Erik Elias, Marineingenieur, Lidingö Villastad, Schweden, Königl. Marine-Verwaltung.
- Lorentzen, Owind, Dipl.-Ing., Christiania Börsen, Toldbodgt 2.
- Lorenz, Karl, Rechnungsrat im R.-M.-A. Berlin-Friedenau, Eschen-Str. 3, II.
- Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Altona, Cirkusstr. 7.
- Lösche, Joh., Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Kaiserl. Werft.
- ⁴⁹⁰ Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.
- Lottmann, Marine-Schiffbaumeister, Charlottenburg, Roscherstr. 9, III.
- Ludwig, Emil, Ingenieur, Hamburg 13, Grindelhof 56.
- Lundholm, O. E., Professor d. Königl. Techn. Hochschule, Dauderihd (Schweden).
- Lungen, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg, Kuhmühle 1b, III.
- ⁴⁹⁵ Lühring, F. W., Mitinhaber d. Fa. C. Lühring, Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
- Lürssen, Otto, Ingenieur, Aumund-Vegesack, Bootswerft.
- Machule, Joh., Ingenieur, Elbing, Hospitalstraße 3.
- Mainzer, Bruno, Betr.-Ing. der Vulkan-Werke, Hamburg, Isestr. 30.
- Malisius, Paul, Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 120, II.
- ⁵⁰⁰ Marnitz, Rudolf, Dipl.-Ing., Techn. Hilfsarbeiter i. R.-M.-A., Charlottenburg, Krummestr. 68, III.
- Marseille, Theo, Dipl.-Ing., Schiffswerft, Cöln-Deutz, Cöln a. Rh., An der Bastion 3.
- Matthaei, Wilhelm, O., Dr.-Ing., Charlottenburg, Galvani-Str. 7.
- Matthias, Franz, Dr.-Ing., Leiter der schiffbautechn. Versuchsanstalt zu Dresden-Übigau, Oberlößnitz b. Dresden, Augustusweg 30.
- Matthiessen, Paul, Oberingenieur und Generalvertreter, Hamburg 19, Tornquiststraße 34.
- ⁵⁰⁵ Mechlenburg, K., Marine-Oberbaurat a. D., Elbing.
- Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- van Meerten, Henrik, Oberingenieur der Königl. Nederl. Marine a. D., Buitenzorg, Java.
- Mehlhorn, Alfred, Maschinenbaudirektor der A. - G. „Neptun“, Rostock, Tessiner Chaussee 18.
- Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft.
- Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, ⁵¹⁰ Isestr. 13.
- Meifort, Joh., Direktor, berat. Ingenieur, Hamburg, Uhlenhorster Weg 35.
- Meinke, Aug., Ingenieur, Kiel, Niemanns, weg 23.
- Meisemann, Hans, Dipl.-Ing., Bremen, Akt.-Ges. „Weser“.
- Meissner, Conrad, Schiffbauingenieur, Hamburg 27, Billwärder, Neuerdeich 192.
- Menier, Gaston, Zivilingenieur, Paris, Rue ⁵¹⁵ de Châteaudun 15.
- Menke, Hermann, Ingenieur, Hamburg. Vulkan-Werke, Isestr. 93.
- Mennicken, E., Geh. Konstruktions-Sekretär Berlin-Sieglitz, Stubenrauchplatz 3, I.
- Mentz, Walter, Professor an der Königl. Techn. Hochschule Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 5.
- Merten, Paul, Ing., Hamburg, Klostertor 3.
- Methling, Kaiserlicher Marine-Oberbaurat ⁵²⁰ und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin W 30, Heilbronner Str. 2 I.
- Meyer, Bernhard, Diplom-Ingenieur, Papenburg a. d. Ems.
- Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg 35, Louisenweg 3, III.
- Meyer, Erich, Dipl.-Ing., Elbing, Schmiedestraße 7, I.
- Meyer, F., Schiffbau - Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
- Meyer, Franz, Jos., Schiffbau - Ingenieur, ⁵²⁵ i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.
- Meyer, H., Dipl.-Ing., Altona a. E., Düppelstraße 4.
- Meyer, Johs., Marine-Baurat für Schiffbau, Reichs-Marine-Amt, Berlin W, Leipziger Platz 17.
- Meyer, Jos. L., Dr.-Ing., Schiffbaumeister, Papenburg.
- Michael, Alfred, Oberingenieur, Bremen, Nordd. Maschinen- und Armaturen-Fabrik.

- ⁵³⁰ Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 24, Sechslingspforte 17.
- Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Aachen, Theresienstr. 21.
- Milde, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 23.
- Minnich, Fritz, Schiffbau-Ing., Berlin-Karlshorst, Hentigstr. 26, II.
- Misch, Ernst, Zivil-Ingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karlstr. 32.
- ⁵³⁵ Mladiáta, A. Johannes, k. u. k. Marine-Schiffbau-Ingenieur, Pola, Österreich, via Kandler 76, I.
- Mohr, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Moltkestr. 36.
- Möller, Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Nowawes, Heinestr. 9.
- Möhlenberg, E., Dipl.-Ing., Schiffbauing. Rüstingen i. O., Bülowstr. 3.
- Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.
- ⁵⁴⁰ Möller, W., Oberingenieur der Vulkanwerke, Hamburg, Neptunhaus.
- Molsen, Jan, Ingenieur, II. Direktor der Hafen - Dampfschiffahrt-A.-G. Hamburg, Neuer Pferdemarkt 21/22.
- Momber, Bruno, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Prokurist, Bremen, Bulthauptstr. 5.
- Morin, Silvius, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur 2. Kl., Wien, k. u. k. Reichs-Kriegsministerium, Marinesektion.
- Mötting, Emil, Oberingenieur, Vorstand der techn. Abt. d. Dampfschiffahrts-Gesellschaft Argo, Bremen.
- ⁵⁴⁵ Mugler, Julius, Marine-Baurat für Maschinenbau, Langfuhr b. Danzig.
- Müller, August, Marineoberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Reichsmarineamt, Berlin W 30, Landshuter Str. 2.
- Müller, A. C. Th., Oberingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.
- Müller, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Abteilungs-Vorsteher des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsen-Str. 12.
- Müller, Emil, Chefingenieur d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Borriesstr. 16.
- ⁵⁵⁰ Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum Bremen, Rhein-Str. 6, pt.
- Müller, Kurt, Marinebaurat, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Rüstingen i. Oldbg., Schulstr. 58.
- Müller, Rich., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin-Friedenau, Wagnerplatz 7, I.
- Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Meißnerstr. 6.
- Nawatzki, V., Direktor des Bremer Vulkan, ⁵⁵⁵ Vegesack.
- Neeff, Fritz, Dipl.-Ing., Bremen, Schwalbenstraße 13.
- Neß, Artur, Ingenieur, Hamburg, Schäferstraße 30, ptr.
- Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Gr. Flottbeck b. Altona, Theodor-Körner-Str. 4.
- Neukirch, Fr., Zivilingenieur, Maschineninspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Dobben 17.
- Neumeyer, W., Ingenieur, Bremen, Lortzing- ⁵⁶⁰ Straße 24.
- Nippraschk, Bruno, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Prinzeßstr. 1.
- Nitsch, Alois, k. u. k. Maschinenbauoberingenieur 1. Kl., Wien, k. u. k. Kriegsministerium, Marinesektion.
- Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ing., Papenburg a. d. Ems.
- Nixdorf, Osw., Betriebsingenieur des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Bremer Str. 8.
- Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, ⁵⁶⁵ Hamburg-Hamm, Jordan-Str. 25.
- Normand, Augustin, Administrateur-délégué des Chantier & Ateliers Augustin Normand, Le Havre, France, 67, Rue du Perrey
- Nott, W., Wirkl. Geheimer Marine-Baurat a. D., Goßlar, Bismarckstr. 7.
- Novotny, Theodor, k. u. k. Marine-Schiffbau-Oberingenieur, Seearsenalsdirektor, Pola, Seearsenal.
- Oeding, Gustav, Lloydinspektor, Bremerhaven, Bürgermeister Schmidtstr. 150.
- Oertz, Max, Jacht-Konstrukteur, Neuhof ⁵⁷⁰ am Reiherstieg, Hamburg.
- Oesten, Karl, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Feldstr. 55a.

- Oestmann, C. H., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 14, I.
- Ofterdinger, Ernst, Vorsteher der techn. Abteilung der deutschen Levantelinie, Hamburg 19, Ottersbeckallee 3.
- Oloff, Ernst, Dipl.-Ing., Elbing, Inn. Mühlendamm 4 c.
- 575 Orbanowski, Kurt, Dipl.-Ing., Direktor der Putilow-Werft, St. Petersburg, Peterhofer Chaussee 67.
- Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Sonnen-Str. 76, pt.
- Otto, Hermann, Schiffbauingenieur, Hamburg 6, Eimsbütteler Str. 19.
- Overbeck, Paul, Schiffbau-Oberingenieur und Prokurist, Bremen, Werftstr. 22.
- Pagel, Carl, Professor, Techn. Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- 580 Paradies, Reinh., Ingenieur, Groß-Flottbeck bei Altona, Umlandstr. 15.
- Paulsen, H., Ingenieur, Hamburg, Wrangelstraße 30.
- Paulus, K., Regierungsrat, Blankenese, Wedeler Chaussee 58.
- Peltzer, Franz, Ferdinand, Dipl.-Ing., Elbing, Inn. Mühlendamm 4 c.
- Peters, A., Marinebaurat, Tsingtau, Ostasien.
- 585 Peters, Franz, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.
- Peters, Karl, Ingenieur, Kiel, Sophienblatt 64.
- Petersen, Ernst, Ingenieur, St. Petersburg, Petershofer Chaussee 67, Putilow-Werft.
- Petersen, Martin, Ingenieur, Kiel, Barkauer Weg 7.
- Petersen, Otto, Marine-Baurat für Schiffbau, Charlottenburg, Waitzstr. 16.
- 585 Petzold, Waldemar, Schiffbau-Ingenieur, Lübeck, Gertrudenstr. 5.
- Peuss, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Schierkerstr. 27.
- Pfeiffer, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Brandenburg a. H., Jakob-Str. 25.
- Pilatus, Rich., Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Pischon, Walter, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Hamburg, Koopstr. 10.
- Pitzinger, Franz, k. u. k. Oberster Schiffbau-Ingenieur, Marinetechnisch. Komitee, Pola.
- Plato, v., Felix, Ingenieur der Libauer Eisen- und Stahlwerke, Boicker & Co., Libau, Badstr. 43.
- Plehn, Marine-Ober-Baurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Wall-Straße 16.
- Poeschmann, C. R., Direktor der Howaldtswerke, Kiel.
- Pogatschnig, Jos., Schiffbau-Ing., Elbing Hohezinnstr. 11 a.
- Pohl, A., Direktor, St. Petersburg, Quartier 10 600 Torgowaya Str. 13—15.
- Pophanken, Dietrich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Popper, Siegfried, k. und k. General-Ingenieur i. P., Triest, Stabilimento tecnico.
- Potyka, Ernst, Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 11.
- Praetorius, Paul, Dr.-Ing., Marine-Maschinenbaumeister a. D., Kiel, Beseler-Allee 43.
- Presse, Paul, Marineoberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Berlin-Wilmersdorf, Konstanzer Str. 56.
- Probst, Martin, Dr.-Ing., Hamburg, Dillstr. 13.
- Pröll, Arthur, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Hannover.
- Protz, Ad., Ingenieur, Elbing, Innerer Mühlendamm 4 b.
- Raabe, G., Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Kaiserliche Werft.
- v. Radinger, Carl Edler, Ingenieur, Kiel, 610 Beseler-Allee 26.
- Rahn, Dipl.-Ing. bei d. Hamb. Polizei-Behörde, Hamburg, Roppstr. 14, II.
- Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Groton, Conn., Verein. Staaten von Nord-Amerika.
- Rambeau, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg, Falkenried 75.
- Rammetsteiner, Moritz, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Pola, Marinetechnisches Komitee.
- Rappard, J. H., Oberingenieur der Königl. 615 Niederländischen Marine, Hellevoetsluis.
- Rasmussen, A. H. M., Direktor im Kgl. Dänischen Handels- u. Schifffahrtsministerium, Kopenhagen, Vimmelskaftel 35.

- Rath, Geheimer, Konstr.-Sekretär, Berlin-Steglitz, Schloß-Str.17.
- Rau, Fritz, Ingenieur, Elbing, Stadthofstr. 3/4.
- Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Altona-Ottensen, Flottbecker Chaussee 25.
- ⁶²⁰ Rea, Harry E., General Manager of Messrs. D. & W. Henderson & Co., Ltd., Shipbuilders, Partick, Glasgow, Schottland.
- Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Ferrol, Real 145, Espagne.
- Reichert, Gustav, Diplom-Ingenieur, Bremen, Nordstr. 120, I.
- Reimers, H., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Düsseldorf, Marine-Abnahme-Amt.
- Reitz, Th., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Kiel, Torpedo-Inspektion.
- ⁶²⁵ Rembold, Viktor, Dipl.-Ing., Kiel, Dammstr. 25.
- Renner, Felix, Dipl.-Ing., Maschinen-Ingenieur, Hamburg, Werft von Blohm & Voß.
- Richmond, F. R., Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd. Holm-Foundry, Cathcart bei Glasgow.
- Richter, Otto, Schiffbau-Ing., Bremen 13, Gröpellinger Chaussee 413.
- Riechers, Carl, Betriebs-Ingenieur i. Fa. F. Schichau, Elbing, Schiffbauplatz 1.
- ⁶³⁰ Rieck, John, Ingenieur, Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Eimsbüttel, Tornquist-Str. 32.
- Rieck, Rud., Ingenieur, Hamburg, Woldsenweg 10.
- Riehn, W., Geh. Regierungsrat u. Professor, Hannover, Taubenfeld 19.
- Rieppel, Paul, Dr.-Ing., Hamburg, Groß-Flottbeck, Uhlandstr. 1.
- Rieseler, Hermann, Oberingenieur d. Fa. H. Maihak A.-G., Torpedo-Ing. d. Kaiserl. Marine a. D., Hamburg, Ise-Str. 95, III.
- ⁶³⁵ Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Berlin W, Courbierstr. 2.
- Rindfleisch, Max, Werft-Direktor, Lehe, Hafenstr. 139.
- Roch, Eugen, Dr.-Ing., Dozent a. d. Luftfabrerschule, Berlin SW 11, Königgrätzer Straße 78, III.
- Rodiek, Otto, Zivilingenieur für Maschinen und Schiffsmaschinenanlagen, beeidigter Sachverständiger, Kiel, Hafenstr. 9.
- Roedel, Georg, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Roellig, Martin, Marine-Maschinenbau-⁶⁴⁰meister, Baubeaufachtigender bei der Vulcan-Werft in Stettin.
- Roesler, Leonhard, k. u. k. Oberkommissar d. Binnenschiffahrts-Inspektion im Handelsministerium, Wien, Pötzleinsdorfer Str. 79.
- Rohlfss, Carl, Ingenieur, b. Germ. Lloyd, Reinbek, Wentorf (Hamburg).
- Rohlfss, Willy, Ingenieur, Hamburg, Hammerlandstr. 73, I.
- Romberg, Friedrich, Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutonia-Str. 20.
- Rose, Konrad, Ingenieur, Geestemünde, ⁶⁴⁵Wilhelmstr. 21.
- Rosenberg, Conr., Direktor, Geestemünde, Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges.
- Rosenberg, Max, amtl. Schiffs- u. Maschinenbesichtiger, Bremerhaven, Bremer Str. 30.
- Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing, i. Fa. F. Schichau.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hochkamp b. Klein-Flottbeck, Bahnstr.
- Roth, C., Zivilingenieur, Elbing, Westpr., ⁶⁵⁰Aeußerer St. Georgendamm 10/11.
- Rothardt, Otto, Schiffbau-Oberingenieur d. Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Hofweg 24, hpt.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim, Mollstr. 30.
- Rottmann, Alf., Regierungsrat, Schiffbau-Ing., Hermsdorf b. Berlin, Stolper Str. 5.
- Rücker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Elbing, Grünstraße 7a.
- Rudloff, Johs., Wirkl. Geheimer Ober-⁶⁵⁵Baurat und Professor, Berlin W15, Olivaer Platz 10.
- Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Hasseldieksdammer Weg 11.
- Rusch, Fr., Oberingenieur, Papenburg, Aschendorferweg 75.
- Sachse, Theodor, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Köln, Am Botanischen Garten 30.

- 660 von Saenger, Wladimir, Ingenieur, Direktor der Société des Usines Poutiloff, St. Petersburg, Fontanka 17.
- Saetti, Giovanni, Capitano del Genio Navale, Berlin W 50, Regensburger Str. 30.
- Salfeld, Paul, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Francke-Str. 4.
- Sauberlich, Th., Direktor der J. Frerichs & Co. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.
- Sartorius, Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Nowawes, Heinestr. 7.
- 665 Saßmann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur b. Vulkan, Mannheim, Käfertaler Str. 89, IV r.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Heimstätte.
- Schäfer, Dietrich, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Schaffran, Karl, Dipl.-Ing., Vorsteher der Schiffbauabteilung der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Schalin, Hilding, Maschinenbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- 670 Schätzle, Jos. H., Ingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- Schatzmann, Edwin, Kaiserl. Marine-Maschinenbaumeister, Baubeaufsichtiger bei der A.-G. Weser in Bremen.
- Schaumann, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Altheikendorf, Deichtor.
- Scheel, Wilhelm, Betriebs-Ingenieur, Hamburg 26, Landwehrstr. 6.
- Scheitzger, Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Friedenau, Büsingstr. 17, I.
- 675 Scherbarth, Franz, Diplom-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 12.
- Scheunemann, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Stettin 6, Kronprinzenstr. 36, ptr.
- Scheurich, Th., Marineoberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Schippmann, Heinrich, Ingenieur d. Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Utbremerstr. 154 e.
- Schirmer, C., Geheimer Marine-Baurat u. Schiffb.-Direktor, Wilhelmshaven, Roonsstraße 92.
- 680 Schirokauer, Felix, Dipl.-Ing., Hamburg, Vulcanwerft.
- Schlichting, Marine-Schiffbaumeister, Berlin-Südende, Steglitzer Str. 37, II.
- Schlie, Hans, Diplom-Ingenieur, Kiel-Garden, Germaniawerft.
- Schlotterer, Julius, Fabrikdirektor, Augsburg, Eisenhammer Str. 25.
- Schlueter, Fr., Marine-Bauinspektor a. D., Techn. Direktor der Röhrenkesselfabrik Dürr, Cöln, Teutoburger Str. 27.
- Schmidt, Eugen, Marine-Oberbaurat und 685 Schiffbau-Betriebsdirektor, Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 1.
- Schmeißer, Marine-Maschinenbaumeister, Wilmersdorf, Durlacher Str. 3, pt.
- Schmid, Karl, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Landsberg a. Warthe.
- Schmidt, Heinrich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Baubeaufsichtiger bei Blohm & Voß, Altona-Othmarschen, Bellmann-Str. 3.
- Schmidt, Harry, Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Niemannsweg 89.
- Schmidt, R., Dr.-Ing., Bürochef bei d. A.-G. 690 „Weser“, Bremen, Benquestr. 10.
- Schmidt, R., Dr.-Ing., Direktor der Nordseewerke Emden, Bentinksweg 1.
- Schnabel, E., Dipl.-Ing., Kiel, Goethestr. 9.
- Schnack, S., Ingenieur, Flensburg, Wrangelstraße 10.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 2.
- Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Ham- 695 burg 11, Holzbrücke 2.
- Schnell, J., Oberingenieur und Prokurist der Firma Franz Haniel & Co., Ruhrort.
- Scholz, Wm., Dr., Dipl.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist der H.-A.-L., Hamburg 21, Petkumstr. 21.
- Schönherr, Paul, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Herderstr. 7.
- Schreck, H., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Eppendorfer Weg 62, III.
- Schreiter, Marine-Maschinenbaumeister, 700 Kiel, Kaiserl. Werft, Fichtestr. 2.
- Schroeder, Richard, Ingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Bootsmannsgasse 5/6.
- Schromm, Anton, k. u. k. Hofrat und Binnenschiffahrts-Inspektor, Wien, I., Stubenring 8-10.
- Schubart, O., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Hamburg 19, Eichenstr. 19.
- ⁷⁰⁵ Schultdt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund, Werftstraße 9a.
- Schultenkämper, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elmshorn, Thormählen-Werft.
- Schulthes, K., Marine-Baumeister a. D., Vertreter der Fried. Krupp A.-G., Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 97/98.
- Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.
- Schultz, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Papendamm 24.
- ⁷¹⁰ Schultze, Ernst, Ing., Berlin-Niederschönhausen, Kaiser-Wilhelm-Str. 70-71.
- Schulz, Bruno, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin W, Leipziger Platz 13.
- Schulz, Carl, Schiffbauingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 33.
- Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing, Trettinkenhof.
- Schulz, Paul, Betriebs-Oberingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel, Katharinen-Straße.
- ⁷¹⁵ Schulz, R., Direktor, Charlottenburg, Neue Kant-Str. 22.
- Schulz, Rich., Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.
- Schulz, Rich., Dipl.-Ing., Berlin, Gr. Görschenstrasse 32.
- Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Dortmund, Königswall No. 2.
- Schulze, Fr. Franz, Ober-Inspektor und Chef der Schiffswerft der 1. k. k. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest II, Zarda utca 59.
- ⁷²⁰ Schumacher, Walther, Schiffbauingenieur d. H. A. L., Geestemünde, Wilhelmstr. 13.
- Schunke, Geheimer Regierungsrat, Vorstand des Kaiserl. Schiffs-Vermessungsamtes, Charlottenburg, Knesebeckstr. 28.
- Schürer, Friedrich, Marine-Schiffbaumeister, Flensburg, Clädenstr. 6, I.
- Schütte, Joh., Geh. Regierungsrat, Professor an der Königl. Techn. Hochschule, Danzig.
- Schwartz, L., Direktor der Stett. Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg, Brahmsallee 80.
- Schwartz, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg, ⁷²⁵ Ober-Borgfelde 26a, pt. I.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marine-Baurat u. Schiffbaudirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Schwerdtfeger, Schiffbau - Oberingenieur, bei J. W. Klawitter, Danzig.
- Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 12-14.
- Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Oldesloerstr. 8.
- Seidler, Hugo, Ingenieur, Berlin-Dahlem, ⁷³⁰ Gustav Meyerstr. Dreilinden.
- Sendker, Ludwig, Ingenieur, Charlottenburg, Cauerstr. 4, I.
- Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Bärenstraße 23.
- Sieg, Georg, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin-Friedenau, Schwalbacher Str. 7.
- Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 97.
- Simon, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg, Meißner- ⁷³⁵ Straße 6, I. I.
- Skalweit, Diplom-Ingenieur, Wilmersdorf, Mecklenburgische Str. 14, I. Eingang, III.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Vulcan.
- Sodemann, Rudolf, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Seumestr. 50.
- Södergren, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 30.
- Sokol, Hans, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur ⁷⁴⁰ der österr.-ungar. Kriegsmarine, z. Z. Germania-Werft, Kiel.
- Soliani, Nabor, Direktor der Werft Gio Ansaldo, Armstrong & Co., Sestri Ponente.
- Sombeek, C., Oberingenieur u. Prokurist bei J. Frerichs & Co., A.-G., Hamburg, Jordanstr. 51.
- Sombeek, Karl, Schiffsinspektor d. German. Lloyd, Hamburg, Jordanstr. 51.
- Spies, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, beim Stab der Hochseeflotte, Esmarchstr. 53.
- Stach, Erich, Marine-Baurat für Maschinen- ⁷⁴⁵ bau, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 139.
- Staeding, Hugo, Dipl.-Ing., Danzig, Gralathstraße 9.

- Stammel, J., Ingenieur, Hamburg, Hansa-
straße 35, I.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und
Prokurist der Siemens-Schuckert-Werke,
G. m. b. H., Villa Sternfeld b. Spandau.
- Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei
F. Schichau, Elbing, Tal-Str. 13.
- ⁷⁵⁰ Steen, Chr., Maschinen-Fabrikant, Elmshorn,
Gärtner-Str. 91.
- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock,
Patriotischer Weg 100.
- Steinberg, Fritz, Schiffbauingenieur, Ham-
burg, Collausstr. 5.
- Steiner, F., Schiffbau-Ingenieur, Stettin,
Maschinenbau-A.-G. „Vulcan“.
- Stellter, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Kiel,
Harm-Str. 1.
- ⁷⁵⁵ Sternberg, A., Geh. Konstr. - Sekretär,
Berlin W 30, Winterfeldt-Str. 26.
- Stieghorst, Rechnungsrat, Berlin-Wilmers-
dorf, Weimarsche Str. 6.
- Stielau, Richard, Schiffsmaschinenbau-In-
genieur, Oberlehrer a. D., Konstrukteur
Hamburg, Vulcanwerft.
- Stockhusen, Schiffbau-Ingenieur, Dietrichs-
dorf b. Kiel.
- Stöckmann, Otto, Rechnungsrat, Berlin
NW 87, Gotzkowsky-Str. 30, I.
- ⁷⁶⁰ Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin,
Lange Str. 8.
- Stolz, E., Schiffbau - Ingenieur, Lübeck
Israelsdorfer Allee 22.
- Strache, A., Marine-Baurat für Maschinenbau,
Kiel, Kaiserl. Werft.
- Strebel, Carlos, Leiter des Hamburger
Zweighbureaus der Atlaswerke, Hamburg,
Baumwall 3, Slomanhaus.
- Strehlow, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Kiel,
Fleethorn 55.
- ⁷⁶⁵ Streit, Adolf, Schiffbauingenieur, Elbing,
Blumenstr. 19.
- Strelow, Waldo, Dipl.-Ing., Schiffs- und
Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen 13,
Gröpelinger Chaussee 343.
- Ströb, Carl, Schiffbauingenieur, Hamburg,
Gneisenaustr. 21.
- Strüver, Arnold, Schiffsmaschinenbau-Inge-
nieur d. Nordd. Lloyd, Lehe, Hafenstr. 222.
- Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa.
H. C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Süchting, Wilhelm, Dipl.-Ing., Oberingenieur, ⁷⁷⁰
Hamburg, Blohm & Voß, Sierichstr. 50.
- Süssenguth, H., Marine-Baurat für Schiff-
bau, Wilhelmshaven, Göckerstr. 8 c.
- Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-
Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft
von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese,
Wedeler-Chaussee 92.
- Täge, Ad., Schiffbau-Oberingenieur, Stettin,
Birken-Allee 12, III.
- Techel, H., Schiffbau - Oberingenieur, Kiel, ⁷⁷⁵
Wilhelminen-Str. 14 b.
- Teixeira-Trigo, Paulo, Schiffbauingenieur,
Elbing, Traubenstr. 18, pt.
- Terwiel, Joh., Schiffbaudirektor der Stettiner
Oderwerke A.-G., Stettin, Gießereistr. 17.
- Teubert, Wilhelm, Dipl.-Ing., Berlin W 30,
Bamberger Str. 25.
- Teucher, J. S., Oberingenieur b. Burmeister
& Wains, Kopenhagen A. N., Hansens-
allee 25.
- Thämer, Carl, Geh. Marine-Baurat und ⁷⁸⁰
Maschinenbau-Direktor, Danzig-Langfuhr,
Haupt-Str. 48.
- Thele, Walter, Dr.-Ing., Hamburg 14,
Knorre-Str. 15.
- Thomas, H. E., Diplom-Ingenieur, Ober-
ingenieur, Berlin-Baumschulenweg, Cöpe-
nicker Landstraße 146.
- Thomsen, Peter, Oberingenieur, Cassel,
Herkules-Str. 9.
- Tillmann, Max, Dr.-Ing., Hamburg,
Uhlandstr. 20.
- Titz, Alexander, k. und k. Schiffbauober- ⁷⁸⁵
ingenieur I. Kl. in Fiume, Danubiuswerft.
- Tonsa, Anton, k. u. k. Oberster Maschinen-
bauingenieur, Vorstand der II. Abteilung
des k. u. k. Marinetechnischen Komitees,
Pola.
- Totz, Richard, Vorstand d. techn. Abt. der
I. k. u. k. priv. Donau-Dampf-Schiff.-Ges.
u. k. u. k. Mar.-Ober-Ing. d. R., Wien III/2,
Hintere Zollamts-Str. 1.

- Toussaint, Heinr., Maschinenbau-Direktor, Cassel-Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
- Tradt, M., Dipl.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft Kiel, Adolfplatz 14.
- 790 Trautwein, William, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau, Linden-Str. 13.
- Truhlsen, H., Geheimer Baurat, Friedenau, Wilhelmshöhe Str. 7.
- Trümmler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F. Trümmler, Spezialfabrik für Schiffsausrüstungen usw., Mülheim a. Rh., Delbrücker-Str. 25.
- Tuxen, J. C., Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Orlogsværft, Kopenhagen.
- Ulfers, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Feldstraße 131, IV.
- 95 Ullmann, Th., Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Goethestr. 59, IV.
- Ullrich, J., Zivilingenieur, Hamburg, Steinhöft 3, II.
- Unger, Johannes, Schiffbauingenieur, Bremen, Hansastr. 186.
- Uthemann, Fr., Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Kiel, Feldstr. 125.
- van Veen, J. S., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Amsterdam.
- 90 Veith, R., Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat und Abteilungschef im Reichs-Marine-Amt, Berlin W 50, Spichernstrasse 23, II.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Dipl.-Ing., Marienfelde b. Berlin, Parallelstr. 21, I.
- Viereck, W., Ingenieur, Kiel, Wall 30a.
- Vollert, Ph. O., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Damm-Str. 21.
- Vollmer, Franz, Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Giesebrechtstr. 6, I.
- 95 Voß, Ernst, i. Fa. Blohm & Voß, Hochkamp bei Kl.-Flottbeck, Holstein.
- Voß, Karl, Ingenieur, Pankow bei Berlin, Parkstr. 11/12.
- Vossnack, Ernst, Professor für Schiffbau an der Techn. Hochschule zu Delft (Holland).
- Wach, Hans, Dr.-Ing., Obering. d. Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Düsternbrooker Weg 81.
- Wagner, Heinrich, a. o. Professor der technischen Hochschule, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur I. Kl. a. D., Wien III, Ungargasse 27.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-⁸¹⁰ Ingenieur, Stettin, Schillerstr. 12.
- Wahl, Gustav, Schiffbau-Oberingenieur, Bremen, Osterholzerstr. 47, II.
- Wahl, Herm., Marine-Baurat, Johannisthal b. Berlin, Fritzlarstr. 1, II I.
- Waldmann, Ernst, Dr.-Ing., Privatdozent, Danzig-Langfuhr, Hermannshoferweg 2.
- Walter, M., Schiffbau-Direktor, Bremen, Nordd. Lloyd, Zentralbureau.
- Walter, J. M., Ingenieur und Direktor,⁸¹⁵ Berlin NW, Alt-Moabit 108.
- Walter, W., Schiffbau-Ingenieur, Grabow a. O., Blumenstr. 20/21.
- Wandel, F., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, i. Fa. F. Schichau, Elbing, Friedrich-Wilhelmplatz 16.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Lortzingstr. 7.
- Weber, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Kuhmühle 1b.
- Weedermann, E. J., Schiffbaumeister, Flens-⁸²⁰ burg, Ecke Schiffbrücke und Herrnstallstraße 19.
- Weichardt, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Feldstr. 78.
- Weidehoff, Georg, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Alsterufer 2.
- Weidemann, H. S., Werftdirektor der Königl. Norwegischen Marine, Holmenkollen bei Kristiania.
- Weir, William, Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd., Holm-Foundry, Cathcart b. Glasgow.
- Weiss, Georg, Regierungsrat, Grunewald,⁸²⁵ Erdenerstr. 3.
- Weiss, Otto, Ingenieur, Halensee-Berlin, Karlsruher Str. 2.
- Weitbrecht, Dr.-Ing., Oberingenieur, Stettin, Vulcanwerke.
- Wellmann, Max., Ingenieur, Brake, Oldenburg, Süderdeichstr.
- Wencke, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Alsterdamm, Salmon Packing Co.

- ⁸³⁰ **Wendenburg, H.**, Marine-Schiffbaumeister, Kaiserl. Werft Wilhelmshaven.
- Werneke, Paul**, Schiffsmaschinenbauingenieur, Mannheim, Körnerstr. 32.
- Westphal, Gustav**, Schiffbau - Ingenieur, Kiel - Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Bellmann-Str. 15.
- Wichmann, Dipl.-Ing.**, Marine - Schiffbaumeister, Kiel, Feldstr. 144c.
- Wiebe, Ed.**, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Holländer Chaussee 27.
- ⁸³⁵ **Wiebe, Th.**, Schiffsmaschineningenieur, Stettin-Grabow, Blumenstr. 17.
- Wiegand, V.**, Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Ferberweg 19.
- Wieler, Ernst**, Schiffbauingenieur, Stettin, Gießereistr. 44.
- Wiemann, Paul**, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.
- Wiesinger, W.**, Geheimer Marine-Baurat und Schiffbaudirektor a. D., Kiel, Düppelstraße 23.
- ⁸⁴⁰ **Wiesinger, W.**, Marine - Schiffbaumeister, Kiel, Waitz-Str. 27.
- Wigand, Albert**, Diplom-Ingenieur, Schmargendorf, Helgolandstr. 3.
- Wigelius**, Beratender Ingenieur des Motorenbaues, Stockholm, 17 Kaptensgatan.
- Wigger, Hans**, Marine-Baumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Wigankow, Franz**, Fabrikant, Hamburg, Klärchenstr. 18.
- ⁸⁴⁵ **Wiking, And. Fr.**, Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Slußplan 63b.
- Willemsen, Friedrich**, Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 38.
- William, Curt**, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 83.
- Wilson, Arthur**, Schiffbau - Oberingenieur, Grabow a. O., Burgstr. 11.
- Wimplinger, A.**, Diplom-Ingenieur, Aachen, Hubertusstr. 5.
- ⁸⁵⁰ **Winter, M.**, Oberingenieur, Klein-Flottbeck b. Altona, Wilhelmstr. 7.
- Wippert, C.**, Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven.
- Witetzki, Albert**, Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 114.
- Witte, Gust. Ad.**, Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Blankenese, Strandweg 80.
- Wittmaak, H.**, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Zehlendorf, Potsdamer Str. 29.
- Wittmann, Marine - Maschinenbaumeister**, ⁸⁵⁵ Wilhelmshaven, Bismarckstr. 81.
- Wolff, Friedrich**, Schiffbau-Ingenieur, Neumühlen-Diebrichsdorf (Holstein), Markt 3.
- Worch, Walter**, Schiffbauingenieur, Hamburg, Lübecker Str. 101.
- Worsoe, W.**, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Wrede, Anton**, Dipl.-Ing., Hamburg, Eichenstraße 91.
- Wrobbel, Gustav**, Dipl.-Ing., Hamburg, ⁸⁶⁰ Bismarckstr. 82.
- Wulff, D.**, Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmann-Str. 34.
- Wustrau, H.**, Marine - Schiffbaumeister, Berlin W, Reichs-Marine-Amt, Leipziger Platz 17.
- Wys, Fr. S. C. M.**, Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Helden.
- Zarnack, M.**, Geh. Regierungsrat und Professor a. D., Berlin W 57, Göbenstr. 9.
- Zeise, Alf.**, Senator, Ingenieur und Fabrikbesitzer, i. Fa. Theodor Zeise, Altona-Othmarschen, Magarethenstr. 43.
- Zeiter, F.**, Ingenieur und Oberlehrer am Technikum Bremen, Bülowstr. 22.
- Zeitz, Direktor**, Kiel, Feldstr. 117.
- Zeltz, A.**, Schiffbau-Direktor a. D., Bremen Olbers-Str. 12.
- Zetzmann, Ernst**, Direktor der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Lobbendorfer Str. 9.
- Zeyhs, Georg, Edgar**, Dipl.-Ing., bei Blohm & ⁸⁷⁰ Voß, Hamburg 5, Langereihe 20, I.
- Zickerow, Karl**, Schiffb.-Ingenieur, Lehe a. Weser, Hannastr. 3, pt.

- Ziehl, Emil**, Obergeringenieur, Berlin-Weißensee, Langhans-Str. 128—131.
- Ziliac, Richard**, Schiffbau-Ingenieur, Vegesack b. Bremen, Bahnhofstr. 34.
- Zimmer, A. H. A.**, Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Arningstr.
- ⁸⁷⁵ **Zimmermann, Erich**, Dipl.-Ing., Hamburg, Eppendorferbaum 11.
- Zimnic, Josef Oscar**, k. und k. Maschinenbau-Obergeringenieur III. Klasse, Budapest. Szobituczsa 4.
- Zirn, Karl A.**, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik vorm. Janßen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Hochallee 119, II.
- Zöpf, Th.**, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

5. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

- Achelis, Fr.**, Konsul, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 25.
- ⁸⁸⁰ **Arnhold, Eduard**, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W, Französische Str. 60/61.
- Bergmann, Sigmund**, Geh. Baurat, Generaldirektor der Bergmann-Elekt.-Werke, Berlin N 65, Oudenarderstr. 23—32.
- Biermann, Leopold O. H.**, Künstler, Bremen, Blumenthal-Str. 15.
- v. Borsig, Ernst**, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N, Chaussee-Str. 6.
- Boveri, W.**, i. Fa. Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).
- ⁸⁸⁵ **Brüggmann, Wilh.**, Kommerzienrat, Hüttenbesitzer und Stadtrat, Dortmund, Born-Straße 23.
- Buchloh, Hermann**, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrich-Str. 26.
- Cassirer, Hugo**, Dr. phil., Chemiker und Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Kepler-Straße 1/7.
- Claussen, Carl Fr.**, Kaufmann, Gr. Flottbeck-Othmarschen, Dürerstr. 8.
- Edye, Alf.**, i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.
- ⁸⁹⁰ **Fehlert, Carl**, Diplom-Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Flohr, Carl**, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chaussee-Str. 28b.
- Forstmann, Erich**, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neuburg 12.
- v. Guillaume, Max**, Kommerzienrat, Köln, Apostelnkloster 15.
- Gutjahr, Louis**, Kommerzienrat, Generaldirektor d. Badischen A.-G. f. Rheinschiffahrt u. Seetransport, Antwerpen.
- Harder, Hans**, Ingenieur, Wannsee, Wal-⁸⁹⁵thari-Str. 34.
- Heckmann, G.**, Königl. Baurat u. Fabrikbesitzer, Berlin W 62, Maaßen-Str. 29.
- Heß, Henry**, Ingenieur, 928 Witherspoon Building, Philadelphia, Pa. U. S. A.
- von der Heydt, August**, Freiherr, Generalkonsul und Kommerzienrat, Elberfeld.
- Huldschinsky, Oscar**, Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Matthäikirch-Str. 3a.
- Jacobi, C. Adolph**, Konsul, Bremen, Oster-⁹⁰⁰deich 58.
- Kannengießer, Louis**, Geh. Kommerzienrat und Württembergischer Konsul, Mülheim a. d. Ruhr.
- Karcher, Carl**, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.

- Kessler, E., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim, Parkring 27/29.
- Kiep, Johannes N., Kaiserl. Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt-Harz, Haus Kiep.
- ⁹⁰⁵ Krupp von Bohlen und Halbach, Dr. phil., Kaiserlicher außerordentlicher Gesandter und bevollmächtigter Minister, Essen-Ruhr, Villa Hügel.
- Küchen, Gerhard, Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.
- v. Linde, Carl, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Hofrat, Professor, Thalkirchen bei München.
- Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Haus Nußberg b. Niederwalluf, Rheingau.
- ⁹¹⁰ Meister, C., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim.
- Meuthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts - Aktien - Gesellschaft vorm. Fendel, Mannheim.
- Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom, Via Volturno 58.
- v. Oechelhaeuser, Wilh., Dr.-Ing., Generaldirektor, Dessau.
- Oppenheim, Franz, Dr. phil., Fabrikdirektor, Wannsee, Friedrich-Carl-Str. 24.
- ⁹¹⁵ Pintsch, Albert, Fabrikbesitzer, Berlin O, Andreas-Str. 72/73.
- Plate, Geo, früher Präsident des Norddeutschen Lloyd, Neu-Globsow, Post Meuz i. d. Mark.
- Ravené, Geheimer Kommerzienrat, Berlin C, Wall-Str. 5/8.
- Riedler, A., Dr., Geh. Regierungsrat und Professor, Charlottenburg, Königl. Techn. Hochschule.
- Rinne, H., Hüttendirektor, Angerort, Post Duisburg.
- Roer, Paul G., Weimar, Bismarckplatz 3. ⁹²⁰
- Schappach, Albert, Bankier, Berlin, Markgrafen-Str. 48, I.
- Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elb-Hof.
- v. Siemens, Wilh., Geheimer Regierungsrat, Dr.-Ing., Berlin-Nonnendamm.
- Simon, Felix, Rentier, Berlin W, Matthäikirch-Str. 31.
- Siveking, Alfred, Dr. jur., Rechtsanwalt, ⁹²⁵ Hamburg, Gr. Theater-Str. 35.
- Sinell, Emil, Ingenieur, Berlin W 15, Kurfürstendamm 26.
- v. Skoda, Karl, Ing., Pilsen, Ferdinand-Str. 10.
- Sloman, Fr. L., i. Fa. F. L. Sloman & Co., St. Petersburg, Wassili-Ostrow 2, Linie Nr. 13.
- Smidt, J., Konsul, Kaufmann, in Fa. Schröder, Smidt u. Co., Bremen, Söge-Str. 15 A.
- Stahl, H. J., Dr.-Ing., Kommerzienrat, ⁹³⁰ Düsseldorf, Ost-Str. 10.
- Stangen, H. Kgl. Kommerzienrat, Berlin W 10., Tiergartenstr. 34 a.
- Stinnes, Gustav, Kommerzienrat, Reeder Mülheim a. Ruhr.
- Traun, H. Otto, Fabrikant, Hamburg, Meyer-Straße 60.
- Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW, Alsen-Str. 12.
- Woermann, Ed., Konsul und Reeder, i. Fa. ⁹³⁵ C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.

b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

- Abé, Rich., Betriebsdirektor bei Fried. Krupp, Annen (Westf.), Steinstr. 27.
- Abel, Rud., Geheimer Kommerzienrat, Stettin, Heumarkt 5.
- Ach, Narziß, Dr. phil., Universitäts-Professor, Königsberg, Universität.
- v. Achenbach, Königl. Landrat, Berlin W 10, Viktoriastr. 18.

- ⁹⁴⁰ Achgelis, H., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dock-Str. 9.
- Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 22, Uferstr. 23.
- v. Ahlefeld, Vize-Admiral z. D., Exzellenz, Bremen, Contrescarpe 71.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen, Holzhafen.
- Ahlfeld, Hans, Oberingenieur der A. E. G., Kiel, Holtenauer Str. 173.
- ⁹⁴⁵ Alexander-Katz, Bruno, Dr. jur., Patentanwalt, Berlin SW 48, Wilhelmstr. 139.
- Amsinck, Arnold, Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.
- Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Süd-amerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft Hamburg, Holzbrücke 8 I.
- Anger, Paul, Oberingenieur, Berlin NW 21, Alt-Moabit 84b.
- Anrecht, Heinrich, Oberingenieur, der Schiffs- werft R. Holtz, Harburg, Bremer Str. 58.
- ⁹⁵⁰ Ansorge, Martin, Ingenieur, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Kiel, Feldstr. 98 I.
- Arenhold, L., Korvetten-Kapitän a. D., Marinemaler, Kiel, Düsternbrook 106.
- Arlidt, C., Dr.-Ing., Kaiserl. Regierungsrat, Berlin W 30, Elssholzstr. 5.
- v. Arnim, V., Admiral, à la Suite des See- offizierkorps, Exzellenz, Kiel.
- ⁹⁵⁵ Arp, H. F. C., Reeder, Hamburg, Mönckeberg- str., Haus Roland.
- Asbeck, G., Direktor, Düsseldorf-Rath, Wahlerstraße.
- Asthöwer, Walter, Dr.-Ing., Betriebsingenieur der Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Hofstr. 36.
- Auerbach, Erich, Prokurist, Berlin NW 40, Heidestr. 52.
- Aufhäuser, Dr. phil., beeidigter Handels- chemiker, Hamburg, Alte Gröninger Str.
- ⁹⁶⁰ Baare, Fritz, Geh. Kommerzienrat, General- direktor des Bochumer Vereins, Bochum.
- v. Bach, C., Dr.-Ing., Baudirektor, Professor a. d. Technischen Hochschule in Stuttgart, Stuttgart, Johannesstr. 53
- Bahl, Johannes, Oberingenieur, Nonnendamm b. Berlin, Nonnendamm-Allee 82.
- Ballin, Dr.-Ing., General-Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alster- damm.
- Balz, Hermann, Oberingenieur, Stuttgart, König-Str. 16.
- Bandtke, Hugo, Dipl.-Ing., Hamburg, Eppen- ⁹⁶⁵ dorfer Weg 134, ptr.
- Banner, Otto, Dipl.-Ing., Chief-Engineer, Ingersoll-Rand Co., Phillipsburg, N. J. U. S. A.
- Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltkesir. 7.
- Barckhan, Paul, Kaufmann, Bremen, Albuten- straße 1a.
- Bartels, Georg, Direktor der Land- und Seekabelwerke, Aktiengesellschaft, Köln- Nippes, Riehlerstr. 53.
- Bartling, W., Kapitän, Vorstand der naut. ⁹⁷⁰ Abt. d. Nordd. Lloyd, Bremen.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero- Behrens“, Valdivia, Chile.
- Baumann, M., Walzwerks-Chef, Burbach a. S., Hoch-Str. 17.
- Becker, B. R., Fabrikdirektor, Altona, Oth- marschen, Cranachstr. 53.
- Becker, Erich, Fabrikbes., Berlin-Reinicken- dorf-Ost, Graf Roedern-Allee 18—24.
- Becker, J., Fabrikdirektor, Kalk b. Köln a. Rh., ⁹⁷⁵ Kaiser-Str. 9.
- Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).
- Becker, Julius, Obering. d. Fa. Fried. Krupp, A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 22.
- Becker, Theodor, Oberingenieur, Berlin NO, Elbinger Str. 4.
- Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Fabrikbes., Nürnberg, Laufergasse 20.
- Beckh, Otto, Dipl.-Ing. und Ober-Ing. der ⁹⁸⁰ Germaniawerft, Kiel, Wilhelminenstr. 31.
- Beckmann, Dr., Ober-Ing. d. Accumulatoren- Fabrik A. G., Zehlendorf b. Berlin, Beeren-Str. 2.
- Beckmann, Erich, Dr.-Ing., Professor der Techn. Hochschule, Hannover, Oeltzen- Straße 19.

- Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 9, Vorsetzen 53.
- Beikirch, Franz Otto, Direktor, Obergeringenieur der Gutehoffnungshütte, Magdeburg-Buckau, Feldstr. 43.
- ⁹⁸⁵ Béjeuhr, P., Geschäftsführer, Berlin W, Nollendorfplatz 3.
- Belitz, Georg, Redakteur des „Wassersport“, Berlin, Friedrichstr. 239.
- Bendemann, F., Professor, Dr. = Ing., Direktor, Berlin-Johannisthal, Flugplatz.
- Benkert, Hermann, Obergeringenieur, Hamburg, Oderfelder Str. 42.
- Berg, Fritz, Hüttendirektor, Engers a. Rh., Concordiahütte.
- ⁹⁹⁰ Bergmann Otto, Maschb.-Ingenieur, Kiel, Bugenhagenstr. 6.
- Bergner, Fritz, Kaufmann, Hannover, Im Moor 24.
- Berndt, Franz, Kaufmann und Stadtrat, Swinemünde, Lootsen-Str. 51, I.
- Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 132.
- Bertens, Eugen, Ingenieur der Chilenischen Kriegsmarine, Dique de Carena, Talcahuano, Chile.
- ⁹⁹⁵ Beschoren, Karl, Diplom-Ingenieur, Regensburg, Sedanstr. 19, III.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. d. Saar, Kaiser-Str. 30.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Sielstraße 39, I.
- Bitterling, Willi, Marine-Ingenieur, Stettin, Elisabethstr. 18.
- Blaum, Rudolf, Direktor der Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- ¹⁰⁰⁰ Blohm, Rud., Dipl.-Ing., Hamburg, Harvesterweg 10.
- Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S, Ritterstraße 12.
- Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.
- Böcking, Rudolph, Geheimer Kommerzienrat, Halbergerhütte b. Brebach a. d. Saar.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg 20, Rotenbaum-Chaussee 11.
- ¹⁰⁰⁵ v. Bodenhausen, Freiherr, Exzellenz, Vice-Admiral z. D., Gr. Lichterfelde W., Thekla-Str. 8.
- Bögel, W. Hüttendirektor, i. Fa. Henschel & Sohn Abt. Heinrichshütte, Hattingen-Ruhr.
- Böger, M., Direktor der Vereinigten Bugsier- und Frachtschiffahrt-Gesellschaft, Hamburg, Trostbrücke 1, III. Laeiszhof.
- Böker, M., G., Technischer Direktor, Remscheid, Eberhard-Str. 22 a.
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Bremen, Börsen-Nebengebäude 24.
- Borja de Mozota, A., Direktor des Bureaus ¹⁰¹⁰ Veritas, Paris, 8 Place de la Bourse.
- Bormann, Geheimer Ober-Regierungsrat, Charlottenburg, Bleibtreu-Str. 12.
- v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., Düsseldorf, Umlandstr. 11.
- Börnsen, Heinr., Ad., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 20, Edgar-Roß-Str. 1, II.
- Borowitsch, Wladimir, Ingenieur, Saratow (Rußland), Moskauer Straße.
- v. Borsig, Conrad, Kommerzienrat und Fabrik-¹⁰¹⁵ besitzer, Tegel, Veit-Str. 17.
- Böttcher, Fr., Dr. jur., Direktor der Joh. C. Tecklenborg A.-G. Schiffswerft und Maschinenfabrik, Bremen, Bentheimstr. 17.
- Bramslöw, F. C., Reeder, Hamburg, Admiralitäts-Str. 33/34.
- Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten.
- Brandenburg, Jacob, Obergeringenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
- Braun, Harry, Dipl.-Ing. u. Mitbes. d. Werkzeugmaschinen-Fabrik u. Eisengießerei ¹⁰²⁰ J. C. Braun, Reichenbach i. Vogtl.
- Bredow, Hans, Direktor d. Ges. f. drahtl. Telegraphie, Berlin SW 61, Tempelhofer Ufer 9.
- Breest, Wilhelm, Fabrikbesitzer, Berlin W, Cornelius-Str. 10.
- v. Breitenbach, Exzellenz, Staatsminister u. Minister der öffentl. Arbeiten, Berlin W, Wilhelm-Str. 79.
- Bresina, Richard, Fabrikdirektor, Stolberg, Rhld., Büsbacher Str. 61.
- Bretz, Hermann, Ingenieur, Berlin SW 68, ¹⁰²⁵ Ritter-Str. 42/43.
- Breuer, L. W., Ingenieur, i. Fa. Breuer, Schumacher & Co., Kalk b. Köln a. Rh., Haupt-Str. 315.

- Brieger, Heinrich, Kaufmann, Hamburg, Ferdinandstr. 63, I.
- Brinker, R., Marineoberingenieur, Halensee, Westfälischestr. 63.
- Brinkmann, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Witten-Ruhr, Garten-Str. 7.
- ¹⁰³⁰ Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
- Bröckelmann, Ernst, Generaldirektor a. D., Kiel, Etenarch-Str. 53.
- Brunner, Karl, Ingenieur, Neckargemünd, Bahnhofstr. 57.
- Bruns, Hans, Dipl.-Ingenieur, Eßlingen a. Neckar.
- Bub, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Malzweg 3, II.
- ¹⁰³⁵ Bueck, Henri Axel, Generalsekretär, Wilmersdorf-Berlin, Pariser Str. 33/34.
- Bühning, John Charles, Fabrikant, Hamburg 1, Sfelding-Str. 21.
- Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Direktor der Asbest-Werke Feodor Burgmann, Dresden-Laubegast.
- Busch, Jacob, Ingenieur, Berlin NW 40, Heidestr. 52.
- Bütow, Emil, Ingenieur, Hamburg, Baumwall 3.
- ¹⁰⁴⁰ Büttner, Dr. Max, Ingenieur, Berlin W 15, Schaperstr. 19.
- Burmeister, Joh., Marine-Oberstabs-Ing. a. D., Marienfelde b. Berlin, Adolfstr. 81.
- Buschfeld, Wilh., Direktor, Kiel, Esmarchstraße 12/14.
- Buschow, Paul, Ingenieur, General-Vertreter von A. Borsig-Tegel, Hannover-Kleefeld, Kantstr. 6.
- Buz, H.v., Geheimer Kommerzienrat, Generaldirektor, Augsburg, Stadtbachstr. 7.
- ¹⁰⁴⁵ Buz, Richard, Kommerzienrat, Direktor der Masch.-Fabr. Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg.
- Calmon, Generaldirektor, Hamburg, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges.
- Cantiény, Georg, Dipl.-Ing., Abteilungschef d. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Nürnberg. Folgerstr. 17.
- Caspary, Gustav, Ing., Marienfelde bei Berlin.
- Caspary, Emil, Diplom-Ingenieur, Marienfelde bei Berlin.
- Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Neuer Wandrahm 1.
- Christink, Bernh., Dipl.-Ing., Lehe-Hannover, Hafenstr. 143.
- Clouth, Max, Fabrikant und französ. Konsularagent, Köln-Nippes, Niehlerstr. 93.
- Collredo-Mannsfeld, Graf Hieronymus, Linienschiffs-Leutnant, Österr. Ung. Mar.-Attaché, Berlin W, Tiergarten-Str. 14.
- Courtois, Louis, Zivilingenieur, Charlottenburg 5, Witzlebener Str. 3.
- Cruse, Hans, Dr., Ingenieur, Berlin W 50, ¹⁰⁵⁵ Geisberg-Str. 29.
- Curti, A., Direktor der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Marienfelde b. Berlin.
- Dahl, Hermann, Ingenieur und Direktor der Gesellschaft für moderne Kraftanlagen, Berlin W 35, Lützow-Str. 71.
- Dahlström, Axel, Direktor der Reederei Akt.-Ges. von 1896, Hamburg, Steinhöft 8-11, Elbhof.
- Dahlström, H.F., Direktord. Nordd. Bergungs-Vereins, Hamburg, Neß 9, II.
- Dahlström, F. W. A., Direktor der Reederei ¹⁰⁶⁰ Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Feldbrunnen-Str. 42.
- Dahlström, W., Rechtsanwalt, Hamburg, Jungfernstieg 8.
- Dallmer, Paul, Direktor der Krefelder Stahlwerke, Akt.-Ges., Berlin, Regensburger Str. 33a.
- v. Dalwigk zu Lichtenfels, Freiherr, Kapitän z S., Berlin W, Leipziger Platz 13.
- Dammann, Kurt, H., Dipl.-Ing., Hamburg-Blankenese, Süllbergterrasse 38a, II.
- D'Andrezel, Capitaine de Frégate, Paris, ¹⁰⁶⁵ 45 avenue Kléber.
- v. Dapper-Saalfels, Carl, Professor, Dr. med., Geheimer Medizinalrat, Bad Kissingen.
- Deichsel, A., Kommerzienrat, Myslowitz O.-S.
- Deissler, Rob., Ingenieur, Berlin SW, Gitschiner Str. 108.
- Delbrück, Dr., Preuß. Staatsminister, Staatssekretär des Innern, Exzellenz. Berlin W 64, Wilhelmstr. 74.

- 1070 Deutsch, Felix, Geh. Kommerzienrat, Direktor d. A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2—4.
- Dieckhaus, Jos., Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- Diederichs, Direktor der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G., Bremen, Park-Allee 44 a.
- Diederichsen G., jr., Schiffsreeder, i. Fa. M. Jebsen, Hamburg-Reichenhof.
- Diederichsen, H., Schiffsreeder, Kiel.
- 1075 Dieterich, Georg, Direktor, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 103/4.
- Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Potsdamer Str. 35.
- Ditges, Rud., Generalsekretär des Vereins Deutscher Schiffswerften, Berlin W 10, Lützowufer 13.
- Dittmers, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Boltenhof, Admiralitäts-Str. 33/34.
- Dittrich, Reinh., Dipl.-Ing., Hamburg, Grindel-Allee 83, p. r.
- 1080 Dodillet, Richard A., Ober-Ingenieur, Berlin W 15, Uhlandstr. 28.
- Doden, Friedrich, Diplom-Ingenieur, Bremen, Bismarckstr. 98.
- Doertelmann, Fried., Reeder, Duisburg.
- Doettloff, Egmont, Dipl.-Ing., Cassel, Rolandstr. 2.
- Döhne, Ferd., Dr.-Ing., Direktor b. A. Borsig, Tegel.
- 1085 Dolberg, E., Kapitänleutnant zur See, an Bord S. M. S. „Magdeburg“, Kiel.
- v. Dojmi, Carl, Major a. D., Kaufmann, Hamburg, Gr. Bleichen 31.
- Dörken, Georg, Heinrich, Fabrikbesitzer, i. Fa. Gebr. Dörken, G. m. b. H., Gevelsberg i. W.
- Dransfeld, Wilh. Fr., Kaufmann, Kiel, Hohenbergstr. 17.
- Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Chefingenieur im kaiserl. osm. Marine-Ministerium, Constantinopel, Deutsche Post.
- 1090 Droht, Alfred, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Steglitz, Albrechtstr. 114.
- Duncker, Arthur, Assekuradeur, Hamburg, Trostbrücke 1, Laeishof.
- Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg 37, Klosterallee 55, hchpt.
- Dücker, A., Kapitän, stellv. Direktor der Woermann-Linie und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichen-Straße.
- Dümling, W., Kommerzienrat, Schönebeck a. E.
- Düring, Franz, Ingenieur, i. Fa. Benz & Cie., 1095 Mannheim K. 1, 5 a.
- Dürr, Ludwig, Zivilingenieur, Icking, b. München, Haus Luginsland.
- Düvel, Friedrich, Ingenieur, Hamburg 33, Pestalozzistr. 12 a.
- Ecker, Dr. jur., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Eckermann, Kontreadmiral und Oberwerftdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der 1100 Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Ehlers, Otto, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Hebbelstr. 7.
- Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Adolfsbrücke 4.
- Ehrensberger, E., Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Essen-Ruhr.
- Ehrhardt, August, Direktor der Chem. Fabr. Hönningen, Berlin NW 7, Pariser Platz 6 a.
- Eich, Nicolaus, Direktor, Düsseldorf, Stern- 1105 straße 38.
- Eichhoff, Professor a. d. Königl. Bergakademie Berlin, Charlottenburg, Mommsenstraße 57.
- v. Eickstedt, A., Admiral z. D., Exzellenz, Berlin W 15, Olivaer Platz 71.
- Eigenbrodt, Reinhard, Generaldirektor der Deutsch-Luxemb. Bergwerks- u. Hütten-A.-G. Union, Dortmund.
- Eilert, Paul, Direktor, Hamburg, St. Annen l.
- v. Einem, George, Kapitänleutnant a. D., 1110 Gotha, Rondel-Str. 5.
- Ekman, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Ellingen, W., Ingenieur, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.
- Emden, Paul, Dr., Ober-Ing. der Bergmann-Elektrizitätswerke-A.-G., Abt. für Schiffsturbinen, Berlin, Flotowstr. 5.

- Emmerich, Ernst, Oberingenieur d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Gußstahlfabrik.
- 1115 Emsmann, Kontre-Admiral a. D., Charlottenburg, Knesebeck-Str.
- Engelhard, Arnim, Ingenieur, Offenbach a. M., i. Fa. Gollet & Engelhardt.
- Engelhausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Luther-Str. 55.
- Engelke, Felix, Direktor, Schöneberg b. Berlin, Innsbrucker Str. 42.
- Engelmayer, Otto, Ingenieur, Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 25.
- 1120 Engels, Hubert, Geheimer Hofrat und Professor, Dresden-A., Koitznerstr. 16.
- Essberger, J. A., Direktor der Elektrizitätsges. f. Kriegs- u. Handelsmarine, Berlin, Potsdamer Str. 134.
- von Eucken-Addenhausen, Georg, Exzellenz, Wirklicher Geheimer Rat und Großherzoglich Oldenburgischer Gesandter, Berlin W 15, Kaiserallee 207.
- Faber, Theodor, Schiffahrtsdirektor, Hirschfeld i. Sachsen.
- Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönkemöller G. m. b. H., Bonn a. Rh., Hofgarten-Str. 12.
- 1125 Faramond, de, G. Vicomte, Fregattenkapitän, Marine-Attaché bei der französischen Botschaft, Berlin W 30, Hohenzollern-Straße 15.
- Fasse, Adolf, Direktor d. Ottensener Eisenwerk A.-G., Altona-Ottensen.
- Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.
- Fendel, Fritz, Direktor der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Parkring 37.
- Ferber, Ernst, Fregatten-Kapitän a. D., Berlin W 30, Habsburger Str. 10, III.
- 1130 Fischer, Curt, Salomon, Direktor der Sächsisch-Böhmischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Dresden-A., Gerichtsstr. 26 II.
- Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig, Hansaplatz 11.
- Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin, Birkenallee 3 a.
- Fischer, M., techn. Direktor der Lokomotivfabrik Heinrich Lanz, Heidelberg, Neuenheimer Land-Str. 64.
- Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S.
- Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N, 1135 Chaussee-Str. 29, II.
- Flender, H. Aug., Direktor der Brückenbau-Flender-Akt.-Ges., Benrath.
- Flesch, Leo, Techn. Direktor, Elberfeld, Schließfach 298.
- Flohr, Willy, Dipl.-Ingenieur, Berlin N 4, Chaussee-Str. 35.
- Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg, Rödingsmarkt 19.
- Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, 114 Hamburg, Lerchenfeld 7.
- François, H. Ed., Konstrukteur elektrischer Apparate für Kriegs- und Handelsschiffe, Hamburg, Große Bleichen 27, Kaiser-Galerie.
- Franke, Rudolf, Dr., Direktor d. Akt.-Ges. Mix & Genest, Privatdozent a. d. Kgl.-Techn. Hochschule, Lankwitz b. Berlin, Luisen-Str. 7.
- Freund, Walter, Ingenieur, Mitinhaber der Flexilis Werke G. m. b. H., Tempelhof bei Berlin.
- Freywald, Carl, Oberingenieur, Magdeburg, Duvignastr. 12.
- Friedhoff, L., Bureauvorsteher der Burbacher- 1145 hütte, Burbach a. Saar.
- Friedländer, Hans, Mitinhaber der Kommandit-Ges. für Hoch-, Tief- und Eisenbetonbauten, Berlin, Bellevue Str. 14.
- Friedlaender, Konrad, Korvettenkapitän z. D., Kiel, i. Fa. Neufeldt & Kuhnke, Holtenauer Str. 62.
- de Fries, Wilhelm, i. Fa. Wilhelm de Fries & Co., Düsseldorf, Hansahaus.
- Fritz, Heinrich, Ingenieur, Elbing, Große Lastadien-Str. 11.
- Fritze, Joh., Metallwerksdirektor, Heeger- 1150 mühle bei Eberswalde, Poststr. 7.
- Frölich, Fr., Dipl.-Ing., Düsseldorf, Breite Straße 27.
- Frommann, Walter, Fregattenkapitän a. D., Schöneberg bei Berlin, Innsbrucker Str. 42.
- Frühling, O., Regierungs-Baumeister, Braunschweig, Monumentsplatz 5.

- Funck, Carl, Direktor der Elbinger Metallwerke G. m. b. H., Elbing, Äußerer Georgendamm 25 a.
- ¹¹⁵⁵ Galland, Leo, Ingenieur, Berlin W 15, Kaiserallee 204.
- Galli, Johs., Hüttendirektor a. D., Oberbergerrat, Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Kgl. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- Ganssaue, Paul, Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Garbe, Robert, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Berlin-Gartenstadt Frohnau, Markgrafensstraße und Berlichingen-Straße Ecke.
- Gätjens, Otto, Kaufmann, Hamburg, Glockengießerwall 1, Klosterburg.
- ¹¹⁶⁰ Geissler, Max, Prokurist, Hamburg, Bleichenbrücke 10, Kaufmannshaus.
- Genest, W., Baurat, Generaldirektor der Aktien-Gesellschaft Mix & Genest, Berlin W 9, Schellingstr. 12.
- Gerdau, B., Direktor, Düsseldorf-Grafenberg, p. a. Haniel & Lueg.
- Gerdes, G., Exzellenz, Vice-Admiral, Direktor des Waffen-Departements im R.-M.-A., Berlin-Wilmersdorf, Prager Platz 1.
- Gerling, F., Reeder i. Fa. Marschall & Gerling, Antwerpen.
- ¹¹⁶⁵ Gerosa, Victor, Dipl.-Ing., Kiel-Dietrichsdorf, Kirchenstr. 12.
- Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D. Südende, Oehlerstr. 28.
- Gillhausen, G., Geh. Baurat, Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr, Hohenzollernstraße. 12.
- Glatzel, Bruno, Professor Dr., Berlin, Gneisenaustr. 4.
- Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch-Böhmischen Elbschiffahrt-A.-G., Dresden, Maxstr. 17.
- ¹¹⁷⁰ Glitz, Erich, Geschäftsführer des Schiffbaustahl-Kontors G. m. b. H., Essen-Ruhr, Selmastr. 15.
- Gloth, Friedrich, Ingenieur, Berlin, Kniprodestr. 3, II.
- Goebel, Ernst, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Stettin, Töpfersparkstr. 6, III.
- Goedhart, P. C., Direktor der Gebrüder Goedhart A.-G., Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 40.
- Goldenburg, Rudolf, Dr.-Ing., Notar, Hamburg, Gr. Burshahn 4.
- Goldtschmidt, Dr. Hans, Fabrikbesitzer, ¹¹⁷⁵ Essen a. Ruhr, Bismarckstr. 98.
- v. d. Goltz, Rüdiger, Freiherr, Korvettenkapitän a. D., Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 139.
- Göricke, A., Kaufmann, Hamburg, Eppendorfer Weg 154.
- Goßler, Oskar, Inhaber d. Fa. John Monnington, Hamburg, Rödingsmarkt 58.
- Gradenwitz, Richard, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin S 14, Dresdener Str. 38.
- Graefe, Professor Dr., Bibliothekar d. Techn. ¹¹⁸⁰ Hochschule, Darmstadt.
- Grah, Peter, Vorstand der Firma Sundwiger Eisenhütte Maschb. A.-G., Sundwig, Kr. Iserlohn.
- Grattenauer, A., Ingenieur, Deutsche Dampfschiffahrts-Ges. „Hansa“, Bremen.
- Greiser, G., Fabrikbesitzer, i. Fa. Greiserwerke G. m. b. H., Metallwarenfabrik, Hannover, Anger-Str. 11-14.
- Griebel, Franz, Reeder, Stettin, Große Lastadie 56.
- Griese, Korvettenkapitän a. D., Berlin- ¹¹⁸⁵ Wilmersdorf, Kaiserdamm 26.
- Grosse, Carl, Generalvertreter von Otto Gruson & Co., Buckau, Hamburg, Alsterdamm 16/17.
- Grotewold, Christian, Dr. phil., Geschäftsführer d. Centralvereins f. deutsche Binnenschiffahrt, Charlottenburg, Kantstraße 140, II.
- Gruber, Karl, Technischer Direktor, Rheydt, Firma Otto Froriep G. m. b. H.
- Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin, Gr. Oder-Str. 10.
- Grünwald, Siegf., Schiffahrts-Direktor, ¹¹⁹⁰ Dresden, Permoserstr. 13, I.
- Grützner, Fr., Ingenieur, Hamburg, Magdalenenstr. 37.
- de Gruyter, Dr. Paul, Stadtrat, Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Schillerstr. 10.

- Guggenheimer, Dr., Fabrikdirektor u. franz. Konsul, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg, Völkstr. 4.
- v. Guillaume, Emil, Kommerzienrat, Dr.-Ing., Mülheim a. Rh., Moltkestr. 123.
- ¹¹⁹⁵ Günther, R., Regierungsbaumeister a. D., Gießen, Friedrichstr. 8, III.
- Gutermuth, M. F., Geh. Baurat u. Professor a. d. Techn. Hochschule zu Darmstadt.
- Guthknecht, Dipl.-Ingenieur, Patentanwalt, Dortmund, Ostenhellweg 1.
- Guthmann, Robert, Baumeister und Fabrikbesitzer, Berlin W, Voß-Str. 18.
- Gütschow, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Danzig, Schichaugasse 14.
- ¹²⁰⁰ Haack, Hans, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen.
- Habich, Paul, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor der Aktien-Gesellschaft für überseeische Bauunternehmungen, Berlin W 31, Landshuter Str. 25.
- Haendler, Edmund, Kaufmann, Mannheim, Renz-Str. 7.
- Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Charlottenburg, Knesebeck-Str. 85.
- Hahn, Aug., Direktor, Berlin W 30, Berchtesgadener Str. 12.
- ¹²⁰⁵ Hahn, Dr. phil. Georg, Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Tiergarten-Str. 21.
- Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt und Notar, Berlin W 62, Lützow-Platz 2.
- Haller, M., Zivilingenieur, Charlottenburg, Kaiserdamm 6.
- Hammar, Birger, Kaufmann, Hamburg, Bürgermeisterhaus, Neuerwall 75/79.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Stettin, Mühlenstraße 5.
- ¹²¹⁰ Hammler, Ernst, Direktor der Görlitzer Maschinenbau A.-G., Görlitz.
- Harbeck, M., Hamburg, Glashüttenstr. 37/40.
- Hardcastle, F. E., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bureau Veritas usw., Bombay, Apollo-Str. 89.
- Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Hamburg 29, Norder Elb-Str. 77/81.
- Harms, Otto, Vorstand der Deutsch-Austral. D. G., Hamburg, Trostbrücke 1.
- Hartmann, Eugen, Professor, Ingenieur, ¹²¹⁵ Frankfurt a. M., Königstr. 97.
- Hartmann, Otto H., Ober-Ing. der Schmidt-schen Heißdampfanlagen, Cassel, Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
- Hartmann, W., Professor, Grunewald-Berlin, Trabener Str. 2.
- Hartwig, Rudolf, Dipl.-Ingenieur, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 34.
- Heegewaldt, A., Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Leibnizstr. 91.
- Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter, ¹²²⁰ Hamburg, Admiralitätsstr. 52/53.
- Heesch, Otto, Oberingenieur, Oberlößnitz-Radebeul, Reichsstr. 6.
- Heese, Albrecht, Hauptmann a. D., Berlin W 10, Hitzig-Str. 5.
- Heidmann, R. W., Kaufmann, Hamburg, Hafen-Str. 97.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 25.
- Heineken, Vorsitzender des Direktoriums ¹²²⁵ des Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Heinrich, W., Diplom-Ingenieur, Kiel, Eckernförder Allee 5.
- Hempelmann, August, Dr.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A. G. Grusonwerk, Essen - Rellinghausen, Frankenstraße 339.
- Henderson, A., Captain, Brit. Marineattaché, Berlin W, British Embassy, Wilhelmstr. 70.
- Henkel, C., Zivilingenieur, Hamburg, Neuer-Wall 72.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrik- ¹²³⁰ besitzer, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- Henkel, Kontreadmiral und Oberwerftdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Hennig, Franz, Dipl.-Ing., Hamburg, Edgar-Roß Str. 21.
- Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 24, Schröder-Str. 5, II r.
- Hentschel, Fritz, Dipl.-Ing., Stettin, Bugenhagenstr. 17, II l.
- Herbrecht, Carl, Direktor der Rheinischen ¹²³⁵ Stahlwerke Abt. Duisburger Eisen- und Stahlwerke, Duisburg, Heide-Str. 36a.

- Herrmann, E., Professor Dr., Abteilungsvorsteher der Deutschen Seewarte, Hamburg 9, Deutsche Seewarte.
- Hertz, Hans, Dipl.-Ing., Bremen, Straßburger Str. 72, II.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, Oranien-Str. 11.
- Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.
- ¹²⁴⁰ Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Reinickendorf, Residenz-Str. 127.
- Hessenbruch, Fritz, Direktor, Duisburg, Mülheim-Str. 59.
- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Tempelhof, Ringbahn-Str. 42/44.
- Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg, Neuerwall 42.
- Heyne, Walter, Direktor, Deutsche Vacuum, Oil Company, Wandsbeck bei Hamburg, Marienanlage 15.
- ¹²⁴⁵ Hiehle, Kurt, Ingenieur, Nürnberg, Haslerstraße 3.
- Hilbenz, Hans, Dr. phil., Mitglied des Direktoriums der Fried. Krupp A.-G. Essen, Reinhausen-Friemersheim.
- Hirsch, Aron, Kaufmann, i. Fa. Hirsch, Kupfer- und Messingwerke A.-G., Berlin NW, Kronprinzen-Ufer 5/6.
- Hirschfeld, Ad., Dampfkessel-Revisor der Baupolizei-Behörde Hamburg 23, Blumenau 125.
- Hirt, Fritz, Ing. u. Direktor d. Stahlwerks Becker, A.-G., Berlin, Lindenstr. 18/19.
- ¹²⁵⁰ Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin N, Oudenarderstr. 32.
- Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N, Prinzen-Allee 24.
- Hochstetter, Franz, Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin NW 6, Schumann-Str. 2.
- Hoernes, Hermann, K. u. K. Oberstleutnant, Linz in Österreich.
- Hoffmann, M. W., Dr. phil., i. Fa. Werkstätten für Präzisions-Mechanik und Optik Carl Bamberg, Friedenau, Berlin-Friedenau, Goßlerstr. 20.
- ¹²⁵⁵ Hoffmann, S., Direktor d. Schmidt'schen Heißdampfgesellschaft m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe, Steinhöferstr. 4.
- Hohage, Dr. K., Ingenieur, Bergedorf bei Hamburg, Grasweg 18.
- Hollstein, Georg, Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur für Hebezeugbau- und Transportwesen, Berlin-Friedenau, Goßlerstr. 9.
- Holzappel, A. C., Fabrikant, London E. C., Fenchurch Street 57.
- Holzwarth, Hans, Ingenieur, Mannheim, B. 7. 18.
- d'Hone, Heinrich, Fabrikbesitzer, Duisburg. ¹²⁶⁰
- Hölck, Heinr., Konsul von Brasilien, Düsseldorf, Graf-Recke-Str. 69.
- Höltzcke, Paul, Dr. phil., Chemiker, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Hopmann, Kapitän zur See, Berlin W 9, Leipziger Platz 13, R.-M.-A.
- Horn, Fritz, Hüttendirektor, Charlottenburg, Kaiserdamm 31.
- Hornbeck, A., Ingenieur, Hamburg 20, ¹²⁶⁵ Nissenstr. 6.
- Hovemann, John, Direktor, Paris 19, rue des Pyramides.
- Howaldt, Adolf, Ober-Ingenieur, Lübeck, Bäckergrube 52.
- Howaldt, Gerhard C. F., Schiffbauingenieur, Aumund-Vegesack, Yachtwerft von Fr. Hürssen.
- Hübner, K., Direktor, Duisburg, Lutherstr. 32.
- Hüneke, Direktor, Maschinenbau-Akt.-Ges. ¹²⁷⁰ Martini & Hüneke, Berlin W 35, Lützowstraße 96.
- Huth, Erich, Dr. phil., Ingenieur, Berlin, Landshuter Str. 9.
- Ibsen, Julius, Dipl.-Ing., Kiel-Holtenau, Kanalstraße 6.
- Illig, Hans, Direktor der Felten & Guillaume-Lahmeyer-Werke A.-G., Frankfurt a. M., Schumann-Str. 40.
- Imle, Emil, Diplom-Ingenieur, Dresden-A., Helmholtz-Str. 5.
- Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neander- ¹²⁷⁵ straße 15.
- Irinyi, Arnold, Ingenieur, Hamburg, Kleine Reichenstr. 2.
- Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.

- Jacobsen, Louis, Obergeringenieur, Hamburg 29, Norder Elb-Str. 4, I.
- Jaeger, G., Reedereidirektor, Mannheim L. 4. 16.
- ¹²⁸⁰ Jaeger, Hauptmann a. D., Berlin, Potsdamer Straße 139, III.
- Janda, Emil R., Architekt, Hamburg 21, Gr. Bleichen 12.
- Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laura-hütte O.-S.
- Janzon, Paul, Zivil-Ingenieur, Berlin N 65, Müllerstr. 153.
- Jarke, Alfred, Kaufmann, Gneversdorf bei Travemünde.
- ¹²⁸⁵ Jebson, J., Reeder, Apenrade.
- Jochimsen, Karl, Obergeringenieur, Charlottenburg, Kaiserin-Augusta-Allee 85.
- Jochmann, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Hamburg 21, Uhlenhorster Weg 28, II.
- Johnson, Axel Axelson, General-Konsul, Stockholm, Wasagatan 4.
- Johnson, Helge Axson, Konsul, Stockholm 12, Kungsträdgårdsgatan.
- ¹²⁹⁰ Joost, J., Direktor der Norddeutschen Farbenfabrik Holzapfel, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 1.
- Jordan, Dr. jur. Hans, Direktor der Bergisch Märkischen Bank, Mitglied des Aufsichtsrates des Nordd. Lloyd, Schloß Malinckroot b. Wetter (Ruhr).
- Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges., Grunewald b. Berlin, Bismarck-Allee 26.
- Josse, Emil, Geheimer Regierungsrat und Prof. a. d. Königl. Technischen Hochschule Berlin, Charlottenburg, Uhland-Str. 158.
- Junghans, Erhard, Kommerzienrat, Schramberg, Württemberg.
- ¹²⁹⁵ Junkers, Hugo, Professor, Aachen-Frankenburg, Bismarckstr. 68.
- Jurenka, Rob., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox - Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen, Rheinland.
- Jütte, Ernst, Obergeringenieur, Tegel, Schlieperstraße 32.
- Kaehlert, Marine - Chefingenieur a. D., Kiel, Goethe-Str. 12, II.
- Kalkhof, Wilhelm, Masch.-Ing. bei der Deutschen Ölfueuergesellschaft m. b. H., Hamburg, Isestr. 91.
- Kaemmerer, W., Ingenieur, Berlin NW 7, ¹³⁰⁰ Charlotten-Str. 43.
- Kammerhoff, Meno, Direktor, 159 Cleveland Street, Orange, New Jersey, U. S. A.
- Karcher, E., Hüttendirektor, Dillingen an der Saar.
- Kauermann, August, Generaldirektor, Berlin W, Linkstr. 23-24.
- Kalderach, J. F. A., Ingenieur, Hamburg 19, Tornquiststr. 58, II
- Kawadje, Toshinori, Korvettenkapitän, Tokio, ¹³⁰⁵ Japan, Marine-Ministerium.
- Keetman, Wilhelm, Direktor, Duisburg, Hedwigstr. 29.
- Kelch, Hans, Leutnant a. D., i. Fa. Motorenwerk Hoffmann & Co., Potsdam, Neue Königstr. 95.
- Kellner, L., Direktor des Stahlwerks Augustfehn, Bremen, Bismarckstr. 88.
- Kemperling, Adolf, Bevollmächtigter der Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW 5, Quitzow-Str. 24.
- Kempff, Günther, Dr.-Ing., Hamburg-Berge- ¹³¹⁰ dorf, Ernst-Mautius-Str. 22.
- Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. Elektr.-Ges., Duisburg a. Rh., Sonnenwall 82.
- Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges. Stern, Berlin SO 16, Brücken-Str. 13.
- Kirchberger, G., Marine - Obergeringenieur, Wilhelmshaven, Wilhelmstr. 8b, II.
- Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt.-Ges., Leipzig-Sellerhausen.
- Kitzerow, Franz, Ingenieur, Charlottenburg, ¹³¹⁵ Witzlebenplatz 4.
- Klauke, E., Fabrikbesitzer, Charlottenburg-Westend, Kaiserdamm 21.
- Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Klée, W., Kaufmann, i. Fa. Klée & Koecher, Hamburg, Königstr. 15.
- Kleiber, Friedrich, Redakteur der Zeitschrift „Schiffbau“, Steglitz, Kissingerstr. 12.

- ¹³²⁰ Klein, Ernst, Kommerzienrat, Dahlbruch i. Westf.
 von Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Direktor der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 4, Chausseestr. 23.
 Klippe, Hans, Ingen., Hamburg, Königstr. 8.
 Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Schaarsteinwegsbrücke 2.
 Klönne, Carl, Geh. Kommerzienrat, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behrenstraße 9-13.
¹³²⁵ Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg-Winterhude, Flemingstr. 1.
 Klüpfel, Ludwig, Finanzrat, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Akt.-Ges., Stuttgart, Dannecker-Str. 21.
 Knackstedt, Ernst, Generaldirektor, Düsseldorf, Achenbach-Str. 107.
 Knarr, Erich, Fabrikbesitzer, Spandau, Kloster-Str. 6/7.
 Knobloch, Emil, Kommissionsrat, Grunewald, Hagenstr. 37.
¹³³⁰ Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrat, Stettin, Königsplatz 5.
 Kober, T., Dipl.-Ing., Vorstand der Flugzeugbau Friedrichshafen G. m. b. H., Friedrichshafen a. B.
 Koch, Richard, Oberingenieur, Chemnitz, Gravelottestr. 17.
 Köcher, Robert, Ingenieur und Yachtkonstrukteur, Staraja Russa, Rußland, Gouvernement Nowgorod.
 Koenitzer, Wilhelm Christian, Fabrikant, Hamburg, Speersort 8.
¹³³⁵ Köhler, Ober-Postdirektor, Hamburg, Stephansplatz 5.
 Köhler, J., Ingenieur, Eimsbüttel, Ottersbeckallee 13.
 Köhn, Adolf, Marine-Stabsingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Hoheweid 8, ptr.
 Köhncke, Heinr., Zivilingenieur, Bremen, Markt 14.
 Köppen, Mar.-Ober-Ing., Berlin W 9, Leipziger Platz 17.
¹³⁴⁰ Korten, R., Direktor, Malstatt-Burbach, Hoch-Str. 19.
 Körting, Ernst, Ingenieur, Techn. Direktor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf b. Hannover.
 Kortmann, Paul, Ober-Ingenieur und Prokurist der B. M. A. G., Berlin N 4, Chaussee-Str. 23.
 Kosche, Arno, Direktor der H. Maihak A. G., Hamburg.
 Kosegarten, Max, Generaldirektor der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW 7, Dorotheen-Str. 43/44.
 Kösel, Albert, Direktor und Vorstand der ¹³⁴⁵ Ernst Schieß Werkzeugmaschinenfabrik Akt.-Ges., Düsseldorf, Kurfürsten-Str. 20.
 Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, Hamburg, Steinhöft 8, Elbhof.
 Köster, W., Ingenieur und Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Roon-Str. 4.
 Kramer, Wilhelm, Direktor, Bremen, Hamb.-Brem.-Afrika-Linie A.-G.
 Kraus, Gustav, Zivilingenieur, Hamburg 36, Neuerwall 36.
 Krauschitz, Georg, Ingenieur und Fabrikant, ¹³⁵⁰ Charlottenburg, Savignyplatz 9.
 Krause, Max, Geh. Baurat, Direktor von A. Borsigs Berg- und Hüttenverwaltung, Berlin N 4, Chaussee-Str. 13.
 Krause, Max, Arthur, Fabrikant, Berlin-Charlottenburg, Knesebeck-Str. 28.
 Krayn, M., Verlagsbuchhändler, Berlin W, Kurfürstenstr. 11.
 Krell, Otto, Direktor der Kriegs- u. Schiffbau-technischen Abteilung bei den Siemens-Schuckert-Werken, Berlin W 15, Kurfürstendamm 22.
 Krell, Rudolf, Professor, München, Techn. ¹³⁵⁵ Hochschule.
 Krieg, Kapitän zur See z. D., Vorstand der Bücherei des Bildungswesens der Marine, Kiel.
 Krieger, R., Hüttendirektor, Düsseldorf, Kaiser-Friedrich-Ring 20.
 Kriegeskotte, Hugo, Fabrikdirektor, Chemnitz, Aue 26.
 von Kries, Carl, Direktor, Breedelar i. Westfalen, Jechitwerk.
 Kritzler, Julius, Direktor der Marinetechn. ¹³⁶⁰ Abteil. Gebr. Körting A.-G., Kiel, Königs-
 weg 4.
 Kroebe, R., Ingenieur, Hamburg, Glocken-
 gießerwal 1.

- Krogmann, Richard, Vorsitzender der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Kröhl, J., Kaufmann, Deutsche Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrika-Haus.
- Krüger, Johannes, Ingenieur, Berlin, Pariser Platz 6a.
- ¹³⁶⁵ Krumm, Alfred, Mitinhaber der Firma Krumm & Co., Remscheid, Lindenstr. 57.
- Kübler, Wilhelm, Ingenieur für Elektromaschinenbau, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Dresden, Dresden-A., Münchener Str. 25.
- Küborn, P., Hüttendirektor und Vorstandsmitglied des Oberbilker Stahlwerkes, Düsseldorf, Schumannstr. 69.
- v. Kühlwetter, V., Kapitän z. S. a. D., Berlin-Lichterfelde, Unter den Eichen 89 a.
- Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 182, I.
- ¹³⁷⁰ Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stettin, Moltke-Str. 19.
- Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, Bollwerk 1.
- Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 9.
- Küwnick, Franz A., Kapitän, Ladungs-Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen Piers, Hoboken N. 7. U. S. A.
- Landsberg, Reg.-Baumeister a. D., Berlin W 10, Viktoriastr. 17.
- ¹³⁷⁵ Lange, Chr., Ingenieur, i. Fa. Waggonleihanstalt Ludewig & Lange, Berlin W 15, Kurfürstendamm 224.
- Lange, Dr. phil. Otto, Ingenieur, Stahlwerkschef des Hoerder Vereins, Hoerde i. W., Tull-Str. 4.
- Lange, Claus, Schiffsmaschinenbau - Ing. und stellv. Bürochef der Howaldtswerke, Kiel - Neumühlen Dietrichsdorf, Tiefe Allee 23, I.
- Lange, Ernst, Dipl.-Ing., i. Fa. Joh. C. Tecklenborg, Geestemünde, Bülowstr. 1.
- Lange, Karl, Dipl.-Ingenieur, Bremen, An der Schlachte 20.
- ¹³⁸⁰ Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Köln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- Langen, Fritz, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck b. Elsdorf, Rheinland.
- Langheinrich, Ernst, Fabrikdirektor, Coblenz, Pfaffendorf.
- Langner, Technischer Kaufmann, Berlin NW, Wilsnacker Str. 17, II.
- Lans, Otto, Fregattenkapitän, Berlin W 9, Leipziger Platz 17, R. M. A.
- v. Lans, W., Vizeadmiral, Exzellenz, Chef ¹³⁸⁵ des I. Geschwaders, Wilhelmshaven, Wallstraße 19.
- Lanz, Karl, Fabrikant, Mannheim, Hildastr. 7/8.
- Läsch, Otto, Mitarbeiter bei der Deutsch-Australischen Dampfschiff-Ges., Hamburg 11, Laeiszhof.
- Lasche, O., Direktor der Turbinenfabrik der Allgem. Elektr.-Gesellsch., Berlin NW, Hutten-Str. 12.
- Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Schauenburger Straße 55/57.
- Laubmeyer, Hermann, Zivilingenieur, ¹³⁹⁰ Danzig, Winterplatz 15.
- Laurick, Carl, Ingenieur, Wilmersdorf, Uhlandstr. 126.
- Lehmann, Marine-Chefingenieur a. D., Kiel, Feld-Str. 54.
- Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW, Großbeeren-Str. 56 d.
- Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrikbesitzer, i. Fa. Dr. Graf & Comp., Berlin-Wien, Neubabelsberg, Berliner Str. 48/50.
- Lengeling, Wilhelm, Hauptmann a. D., ¹³⁹⁵ Schöneberg, Innsbrucker Str. 37.
- Lentz, Hugo, Ingenieur, Berlin - Halensee, Bornimer Str. 18.
- Lewerenz, Alfred, i. Fa. Deurer & Kaufmann, Hamburg, Hagenau 50 a.
- Leyde, Oskar, Zivilingenieur, Schöneberg, Am Park 12.
- Lichtensteiner, Ludwig, Ober-Ingenieur Mülheim-Ruhr, Althofstr. 5.
- Liebreich, Erik, Dr. phil., Physiker, ¹⁴⁰⁰ Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 30, I.
- Liehr, E., Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Mirchauerweg.
- Lienau, Alfred, Ingenieur, Hamburg, Rotenbaum-Chausee 105.

- Linde, Gustav, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Charlotten-Str. 43.
- Lipin, Alexander, Wirklicher Staatsrat und Ing., St. Petersburg, Italienische Str. 17.
- ¹⁴⁰⁵ Lippart, G., Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg, Tiergartenstr. 10.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnes-Straße 22.
- Lorenz, Dr. R., Diplom-Ingenieur, Essen-Ruhr, Friedr. Krupp A.-G.
- Loewe, Georg, Direktor d. Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken.
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor und Geschäftsführer, Essen (Ruhr), Friedrich-Str. 2.
- ¹⁴¹⁰ Löhlein, Kapitän zur See, Berlin W 9, Leipziger Platz 13, Reichsmarineamt.
- Lorentz, Victor, Ingenieur, Berlin W 62, Landgrafen-Str. 2.
- Lorenz, Dr. Hans, Dipl.-Ingenieur, Professor an der Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannisberg 7.
- The Losen, Paul, Direktor der Bergisch Märkischen Bank, Düsseldorf, Inselstr. 14.
- Lothes, P., Obergeringenieur, Werft von F. Schichau-Elbing, Kiel, Holtener Straße 69.
- ¹⁴¹⁵ Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabank 3.
- Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Lübbert, Staatl. Fischereidirektor, Hamburg 11, Marinegebäude.
- Lübcke, Charles, Expert des Vereins Hamburger Assecuradeure, Hamburg 22 Richardstr. 38.
- Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- ¹⁴²⁰ Lueg, H., Geheimer Kommerzienrat, Düsseldorf-Grafenberg.
- Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg P. 9, Norderelb-Str. 31.
- Lühr, Eduard, Ingenieur, Montagenleiter bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Treskowstr. 4, I r.
- Lütgens, Henry, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Vereinigt. Bugsier- und Frachtschiffahrt-Ges., Hamburg 11, Neptunhaus.
- Lux, Friedrich, Fabrikant, Ludwigshafen a. Rh., Ludwigsplatz 9.
- Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Ludwigshafen, ¹⁴²⁵ Ludwigsplatz 9.
- Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Mommsen-Str. 21.
- Maltitz, Hermann, Hauptmann a. D., Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 19.
- Mandt, Kapitän z. S. a. D., Geheimer Regierungsrat, Deutscher Seefischerei-Verein, Berlin W 9, Potsdamer Str. 22A.
- Mankiewitz, Paul, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behrenstr. 9—13.
- Martini, Günther, Korvettenkapitän, Char- ¹⁴³⁰ lottenburg (Westend), Stormstr. 7, II.
- Mathies, Geh. Regierungs- und Baurat a. D., Generaldirektor, Charlottenburg, Kurfürstendamm 75.
- Mattenklott, Otto, Direktor der Metallwerke von Galkowsky & Kielblock A.-G., Berlin, Lindenstr. 32/4.
- Mauder, Georg, Obergeringenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckert-Werke, Pflug-Str. 10.
- May, Hermann, Hüttendirektor, Breslau, Charlottenstr. 36.
- Meendsen-Bohlken, Baurat, Brake (Olden- ¹⁴³⁵ burg).
- ter Meer, G., Dr.-Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hannoversche Maschinenbau-A.-G.
- Meier, M., Hüttendirektor, Ober-Schlesien, Bismarckhütte.
- Meinders, Hermann, Diplom-Ingenieur, Bremen, Nordstr. 47.
- Melms, Gustav J., Ingenieur, Berlin N 4, Chaussee-Str. 23.
- Menadier, Dipl.-Ing., Marine-Bauführer, Kiel, ¹⁴⁴⁰ Feldstr. 8.
- Mendelssohn, A., Geh. Regierungsrat, Erster Staatsanwalt, Potsdam, Neue Königstr. 65.
- Merck, Johs., Direktor der Hamburg-Amerikanische Linie, Hamburg 29, Feldbrunnenstr.
- Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.
- Mertens, Kurt, Zivilingenieur der Hanseatischen Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg-Uhlenhorst, Karlstr. 7.
- Mette, C., Direktor der Lübecker Maschinen- ¹⁴⁴⁵ bau-Gesellschaft, Lübeck, Parkstr. 54.

- Meuss, Fr., Kapitän z. See z. D., Berlin W 9, Voß-Str. 20.
- Meyer, Cornelius, Fabrikdirektor, Grunewald, Jagowstr. 4.
- Meyer, Dietrich, Reg.-Baumstr. a. D. Direktor des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Charlotten-Str. 43.
- Meyer, Eugen, Schloß Itter, Hopfgarten, Tirol.
- ¹⁴⁵⁰ Meyer, Paul, Dr. phil., Ingenieur, Direktor der Paul Meyer Akt.-Ges., Berlin N 39, Lynar-Str. 5/6.
- Meyer, P., Professor a. d. Techn. Hochschule, Delft, Holland, Spoorsingel 29.
- Meyer, W., Rechtsanwalt, Hannover, Tiergartenstr. 39.
- Michelsen, Kapitän zur See und Präses des Torpedoversuchskommandos, Kiel.
- Michenfelder, C., Diplom-Ingenieur, Direktor d. städt. Polyt. Lehranstalt in Friedberg i. H.
- ¹⁴⁵⁵ Mische, Otto G., Kaufmann, i. Fa. J. A. Lerch, Nachflg. Seippel, Hamburg, Rödingsmarkt 16.
- Miethe, Adolf, Geh. Reg.-Rat und Professor Dr., Halensee, Halberstädter-Str. 7.
- Miersch, A., Konstr.-Ingenieur, Hamburg, Vulcan-Werke, Hoheluftchaussee 14, II.
- Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 46, Königsgrätzer Str. 93.
- Mirus, Ernst, Direktor der Howaldtswerke-Kiel, Reventlou-Allee 29, II.
- ¹⁴⁶⁰ Mißong, J., Abteilungs-Ingenieur, Frankfurt a. M., Oederweg 126, I.
- Möbus, Wilh., Ingenieur, Düsseldorf, Worringerstr. 73.
- Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- Moldenhauer, Louis, Direktor der Akt.-Ges. Gebr. Böhrer & Co., Berlin NW 5, Quitzow-Str. 24.
- Moll, Gustav, Ingenieur, Elbing, Reiferbahnstraße 11.
- ¹⁴⁶⁵ Möller, Ludwig, Marine-Stabsingenieur a. D., Expert der Firma H. F. M. Mutzenbecher, Hamburg, Mundsburger Damm 26, III.
- Möllers, G., Direktor der Deutschen Teerprodukten - Vereinigung, Essen-Ruhr, Keramikhaus, am Flachsmarkt.
- Mollier, Walther, Ingenieur und Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg, Alte Raben-Str. 34.
- Morrison, C.Y., Inhaber der Firma C. Morrison, Hamburg, Steinhöft 8-11, Elbhof.
- Mrazek, Franz, Ing., Direktor der Skodawerke Akt.-Ges. in Pilsen, Wien, Wiesinger Str. 1.
- Mühlberg, Albert, jun., OBERINGENIEUR, ¹⁴⁷⁰ Stuttgart, Filderstr. 61.
- Müller, Adolph, Direktor der Akkumulatorenfabrik Act.-Ges., Charlottenburg, Fasanen-Str. 76.
- Müller, Gustav, Direktor der Rheinischen Metallwaaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Arnold-Str. 12.
- Müller, Paul H., Dipl.-Ing., Hannover, Heinrich-Str. 10.
- Müller, Otto, Ingenieur, Charlottenburg, Kaiser-Friedrich-Str. 29.
- Münzesheimer, Martin, Direktor der ¹⁴⁷⁵ Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke, Düsseldorf, Jägerhof-Str. 12.
- Nägel, Adolph, Dr.-Ing., ord. Professor der Techn. Hochschule Dresden, Dresden-A. 7, Helmholtz-Str. 5.
- Natalis, H., Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin SW 46, Askanischer Platz 3.
- Nebelthau, August, Kaufmann, Teilhaber d. Fa. Gebrüder Kulenkampff, Bremen, Holler-Allee 25.
- Netter, Ludwig, Regierungs-Baumeister a. D. und Fabrikbesitzer, Berlin W 25, Potsdamer Str. 111.
- Neuberg, Zivilingenieur, Berlin W 15, Fa- ¹⁴⁸⁰ sanen-Str. 29.
- Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel, Feldstraße 127.
- Neufeldt, H., Ing., Kiel, Holtenauer Str. 62.
- Neuhaus, Fritz, Ing., Generaldirektor bei A. Borsig-Tegel, Charlottenburg, Olivaer Platz 2.
- Neuhaus, Ludwig, Direktor von A. Borsig, Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 42.
- Neumann, Albert, Reeder, i. Fa. Johannes ¹⁴⁸⁵ Ick, Danzig, Schäferei 12-14.
- Neumann, Kurt, Dr.-Ing., Privatdozent an der Kgl. Techn. Hochschule zu Dresden-A., Franklin-Str. 4.

- von Nieber, Exzellenz, Generalleutnant, Berlin, Fasanenstr. 43.
- Niedt, Otto, Generaldirektor der Huld-schinskyschen Hüttenwerke Akt.-Ges., Gleiwitz O.-Schlesien.
- Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg, Steinwärder, Neuhofer-Str.
- ¹⁴⁹⁰ Niemeyer, Walter, Kaufmann, Hamburg, Steinwärder.
- Nihlén, August, Nicolaus, Direktor der Continentalen Rhederei A.-G., Hamburg 11.
- Nishi, Yoshikaten, Kapitänleutnant-Ingenieur d. kaiserl. Japan. Marine, Berlin W 50, Geisberg-Str. 11.
- Nissen, Andreas, Obergeringenieur, Hamburg, Steckelhörn 11.
- Nobis, Korvettenkapitän a. D., München, Nymphenburger Str. 139.
- ¹⁴⁹⁵ Noe, Maschinenbauingenieur, Aschersleben, Ascherslebener Maschinenbau-Akt.-Ges.
- Nöllenburg, Rudolf, Generaldirektor der Deutschen Erdöl-Akt.-Ges., Berlin-Grünwald, Siemens-Str. 8.
- Noltenius, Fr. H., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Noske, Fedor, Ingenieur und Fabrikant, Altona, Arnold-Str. 28.
- Notholt, A., Maschinen-Inspektor, Oldenburg i. Gr., Amalien-Str. 14.
- ¹⁵⁰⁰ Oberauer, L., Ingenieur und Direktor, Berlin C 54, Weinmeister-Str. 14 II, Weinmeisterhof.
- Oeking, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf, Heimböhlstr. 3.
- Ohlrogge, Richard, Direktor der Cuxhavener Hochseefischerei A.-G., Cuxhaven.
- Olsson, Henning, Ingenieur, Hertzia, Göteborg, Schweden.
- Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Pankow, Cavalierstr. 21.
- ¹⁵⁰⁵ Graf von Oppersdorff, erbl. Mitglied d. Preuß. Herrenh., Mitglied d. Deutschen Reichstags, Oberglogau, Oberschlesien.
- L'Orange, P., Dip.-Ing., Mannheim, Schwieper-Str. 2.
- O'Swald, Alfr., Reeder, Hamburg, Große Bleichen 22.
- Overath, H., Direktor der Mannheimer Gummi-usw.-Fabrik, Mannheim, Friedrichsfelder Str. 29-32.
- Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admiraltäts-Str. 33/34.
- Ott, Max, Diplom-Ingenieur, Hannover-Klee-¹⁵¹⁰feld, Hegelstr. 16, part.
- Paatzsch, G., Schiffbau-Techniker, Stettin-Grabow, Gustav-Adolf-Str. 48.
- Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vorsitzender im Aufsichtsrate der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Park-Str. 9.
- Pake, Wilhelm, Fabrikdirektor, Wolgast, Burg-Str. 6.
- Pantke, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Pankow-Berlin, Pestalozzistr. 39.
- Parje, Wilhelm, Direktor, Huckingen, Kr. ¹⁵¹⁵Düsseldorf, Schulz Knautstr. 48.
- Paschkes, E. M., Betriebsdirektor der Fa. Borsig, Tegel, Haupt-Str. 28, II.
- Paucksch, Otto, Fabrikdirektor, Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W.
- Penck, Albrecht, Geheimer Regierungsrat, Professor Dr., Direktor des Museums f. Meereskunde, Berlin NW 7, Georgen-Straße 34/36.
- Perl, Adolf, Ingenieur, Direktor der Sanitas A.-G., Hamburg, Werder-Str. 30, I.
- Perleberg, Ernst, Ing., Stettin, Bollwerk 16. ¹⁵²⁰
- Persius, Kapitän z. See a. D., Berlin W 30, Starnberger Str. 8.
- Petersen, Bernhard, Zivilingenieur u. Patentanwalt, Berlin SW 46, Hedemann-Str. 5.
- Petersen, W., Direktor der Charlottenhütte, Niederschelden-Sieg.
- von Petri, Oscar, Dr. phil. h. c., Geheimer Kommerzienrat, Nürnberg, Unt. Pirkheimer Str. 11/13.
- Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & ¹⁵²⁵Pfenninger, München, Martius-Str. 7.
- Pfleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Braunschweig.
- Philipp, Otto, Ingenieur, Berlin W 64, Unter den Linden 15.
- Pickardt, Felix, Dr. phil., Verlagsbuchhändler, Berlin NW 7, Georgen-Str. 23.

- Pielock, E., Ingenieur, Berlin W 15, Landshuter Str. 14.
- ¹⁵³⁰ Piper, C., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin.
- Piper, Edmund, Prokurist der Fa. Franz Haniel & Co., Ruhrort a. Rh., Damm-Straße 10.
- Platz, Richard, Generaldirektor der Hackethal Draht- und Kabel-Werke A.-G., Hannover, Richard-Wagner-Str. 23.
- von Plettenberg-Mehrum, Freiherr, Direktor des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Schwachhauser Chaussee 241.
- Podeus, H., jr., Konsul, Wismar i. M.
- ¹⁵³⁵ Podeus, Paul, Ingenieur, Wismar i. M., Ravelin Horn.
- Poensgen, C. Rud., Kommerzienrat, Düsseldorf, Jägerhof-Str. 7.
- Pohlmann, Walther, Dipl.-Ingenieur, Frankfurt a. M., Mendelssohnstr. 82.
- Polis, Albert, Kapitän und stellv. Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg-Uhlenhorst, Adolf-Str. 74.
- Pophanken, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg, Schröderstr. 5.
- ¹⁵⁴⁰ Pötter, Wilh., Direktor, in Fa. Ferd. Müller, Hamburg 6, Schanzen-Str. 75/77.
- Potthoff, Hermann, Regierungsbaumeister a. D., Kassel, Akazienweg 6 I.
- Prager, Curt, Ingenieur, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Prandtl, Dr. Ludw., Prof. a. d. Universität in Göttingen, Göttingen, Prinz-Albrecht-Straße 20, I.
- Predöhl, Dr. jur., Max, Magnificenz, Bürgermeister, Hamburg, Harvestehuder Weg 28.
- ¹⁵⁴⁵ Prégardien, J. E., Ingenieur für Dampfkesselbau, Kalk bei Köln a. Rhein.
- Preiss, Günther, Schiffbauingenieur, Hamburg, Ifflandstr. 6.
- Presting, Wilhelm, Hofbuchhändler, Dessau, Neumarkt 7.
- Prieger, H., Direktor der Deutschen Niles, Werkzeugmaschinenfabrik, Berlin W 15, Pariser Str. 25.
- Quilitz, Hans, Dr. jur., Fabrikbesitzer, Berlin NW 40, Heide-Str. 55/57.
- Quitmann, R., Ingenieur u. Vertreter, Berlin-¹⁵⁵⁰ Westend, Eichen-Allee 26.
- Querengässer, Felix, Ingenieur, Berlin NW 87, Elberfelder Str. 3, IV vorn.
- Rabbeno, Giorgio, Ing., Capitano del Genio Navale, Genova (Italien), Castelletto 6—9.
- Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Rahtjen, J., Frank, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Ranft, P., Zivilingenieur, Leipzig, Kurze Str. 1.¹⁵⁵⁵
- Raps, Dr. Prof. Aug., Direktor von Siemens & Halske, Westend, Nonnendamm.
- Raschen, Herm., Ingenieur der Chem. Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim a. M.
- Rathenau, Emil, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Generaldirektor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2—4.
- Rathenau, Dr. W., Direktor der Berliner Handelsgesellschaft, Berlin W 64, Behrenstraße 32.
- Redenz, Hans, Ingenieur, Düsseldorf-Grafen-¹⁵⁶⁰berg.
- Redlin, Gerichtsassessor a. D., Berlin SW 11, Askanischer Platz 3.
- Regenbogen, Konrad, Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G., Germania-Werft, Kiel.
- Rehder M., Dipl.-Ing., Hamburg 20, Erikastraße 31.
- Rehfeld, Ernst, Direktor, Ober-Schöne-weide, Wattstr. 12.
- Rehfus, Wilh., Dr.-Ing., Abteilungschef bei ¹⁵⁶⁵ J. Frerichs & Cie. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.
- Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H., Mülheim a. d. Ruhr, Friedrich-Str. 28.
- Reichel, W., Professor, Dr.-Ing., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Lankwitz bei Berlin, Beethoven-Str. 14.
- Reichwald, Willy, Siegen, Giersberg-Str. 13.
- Reincke, H. R. Leopold, Ingenieur, 2 Laurence Pountney Hill, London E. C.
- Reinhardt, Karl, Ingenieur, Direktor bei ¹⁵⁷⁰ Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Göbenstr.

- Reinhold, Carl, Ingenieur und Inhaber der Berliner Asbest-Werke, Berlin-Reinickendorf, Tegel, Veitstr. 16.
- Reinhold, Hermann, Fabrikbesitzer i. Fa. Westphal & Reinhold, Berlin NW, Handelsstraße 3.
- Reiser, August, Bankdirektor (Filiale der Dresdner Bank in Mannheim), Mannheim, Friedrichsring 36.
- Reilstab, Dr. Ludwig, Direktor der A.-G. Mix & Genest, Südende bei Berlin, Bahnstr. 8 a.
- ¹⁵⁷⁵ Reusch, Paul, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.
- Reuter, Wolfgang, Generaldirektor der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg, Duisburg.
- Richter, Hans, Kaufmann, Westend, Ulmen-Allee 30.
- Richter, Carl August, Korvettenkapitän a. D., Essen (Ruhr), Fried. Krupp A.-G.
- Richter, Alfred, Obering., Berlin NW 23, Brücken-Allee 19 I.
- ¹⁵⁸⁰ Richter, Oberpostdirektor, Bremen, Domsheide 15.
- Rickert, Dr. F., Verleger der „Danziger Zeitung“, Danzig.
- Riedel, Karl, Schiffsoffizier, Mannheim, Hauptstr. 137.
- Riemer, Julius, Direktor der Firma Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- von Rieppel, A., Dr.-Ing., Geh. Baurat und Fabrikdirektor, Nürnberg 24.
- ¹⁵⁸⁵ v. Ripper, Julius, k. u. k. Vize-Admiral, Pola.
- Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Wallstr. 23.
- Ritter, Th., i. Fa. Woermann-Linie, Hamburg, Sierichstr. 133.
- Ritzhaupt, Fr., Direktor, Niederschöneweide b. Berlin, Brückenstr. 31.
- Robert, Leopold, Kaufmann, Hamburg, Kleine Reichenstr. 2—4.
- ¹⁵⁹⁰ Röchling, L., Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., Charlottenburg, Knesebeckstr. 16.
- Rogge, Kapitän zur See und Abteilungschef im R.-M.-A., Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburgerstr. 8/9, II.
- Rohde, Paul, Inhaber der Fa. Otto Mannsfeld & Co., Magdeburg.
- v. Rolf, W., Freiherr, Direktor, Düsseldorf 71, Berger-Ufer 1.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W 15, Fasanenstraße 57. ¹⁵⁹⁵
- Rollmann, Admiral z. D., Exzellenz, Grunewald, Hubertusbaderstr. 23.
- Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Margaretenstr. 76, I.
- Roser, E., Direktor, Dr.-Ing., Mülheim-Ruhr, Mellinghoferstr. 90.
- Roser, Heinrich, Dipl.-Ing., Mülheim-Ruhr, Oberstr. 80.
- Roth, H., Geheimer Kommerzienrat, Dessau, ¹⁶⁰⁰ Wilh.-Müller-Str. 4.
- Rudeloff, Geh. Reg.-Rat, Professor, stellvertr. Direktor im Materialprüfungsamt, Groß-Lichterfelde-West bei Berlin.
- Rudeloff, Alexander, Dipl.-Ing., Bremen, Holler-Allee 23.
- Rump, Wilh., Kaufm., Hamburg, Breite Str. 34.
- Ruperti, Oscar, Kaufmann, in Firma H. J. Merck & Co., Hamburg, Dovenhof 6.
- Sachs, Berthold, Geschäftsführer der Flexilis- ¹⁶⁰⁵ Werke, G. m. b. H., Tempelhof-Berlin, Germania- und Ringbahnstraßen-Ecke.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinandstr. 62.
- Sachsenberg, P., Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes d. Fa. Gebrüder Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E.
- Sadger, Adolph, Ingenieur, Direktor, Berlin S 61, Blücherstr. 32.
- Saefkow, Otto, Kaufmann, Hamburg 13, Schlüterstr. 5.
- Saefel, Hüttendirektor, Dillingen-Saar. ¹⁶¹⁰
- Salomon, B., Professor, Frankfurt a. M., Westendstr. 25.
- Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Rathausmarkt 2, I.
- Sarnow, Albert, Ingenieur, Stettin, Gartenstraße 12.
- Sartori, A., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sartori, P., Konsul und Reeder, in Fa. ¹⁶¹⁵ Sartori & Berger, Kiel.

- Sattler, Bruno, Technischer Direktor, Kattowitz O.-S., Friedrich-Str. 35.
- Schaarschmidt, Oscar, Direktor d. Deutschen Öl-Import G. m. b. H., Hamburg.
- Schapper, Teod., Oberst a. D., Steglitz, Schloß-Str. 42a.
- Scharrer, G., Kaufm., Duisburg, Unter-Str. 84.
- ¹⁶²⁰ Schärffe, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engelswisch 42/48.
- Schauenburg, M., Ingenieur, Berlin W 15, Konstanzer Str. 2.
- Schauseil, M., Direktor der Seeberufs-Genossenschaft, Hamburg 11, Beim alten Waisenhaus 1.
- Scheehl, Georg, Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Jenaer Str. 9.
- Scheller, Wilh., Oberingenieur, Leiter der Versuchsanstalt Prof. Junkers, Aachen Victoriaallee 18.
- ¹⁶²⁵ Schellhaß, Ernst, Kaufmann, Danneborth b. Gerdshagen, Meckl.-Schwerin.
- Schenck, Max, Direktor von Schenck und Liebe-Harkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel, Roon-Str. 5a.
- Schetelig, Claudio, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Rüttenscheiderplatz 9.
- v. Schichau, Rittergutsbesitzer, Pöhren b. Ludwigsort, Ostpr.
- Schiele, Ernst, Ingenieur und Inhaber der 'Fa. Rud. Otto Meyer', Hamburg 23, Pappelallee 23/25.
- ¹⁶³⁰ Schiess, Ernst, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Düsseldorf.
- Schilling, Professor Dr., Direktor der Seefahrtsschule, Bremen.
- Schilling, Direktor, Dortmund, Sunderweg 121.
- Schimmelbusch, Julius, Oberingenieur, Darmstadt, Grüner Weg 95.
- Schinckel, Max, Vorsitzender d. Aufsichtsrats der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg, Adolphsbrücke 10.
- ¹⁶³⁵ Schirmacher, Albert, Ingenieur u. Fabrikdirektor, Berlin N 4, Chausseestr. 99.
- Schirnack, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Zoppot, Süd-Str. 15a, I.
- Schlachter, Wilhelm, Ober-Ingenieur, Hamburg, Sechslingspforte 11.
- Schleifenbaum, Fr., Direktor der Felten & Guillaume Carlswerke, Akt.-Ges., Mülheim (Rhein), Regenten-Str. 69.
- Schlick, E., Vertreter d. Ges. f. Lindes-Eismaschinen A.-G., Hamburg, Jungfernstieg 2.
- Schlieper, Kontre-Admiral z. D., Westend ¹⁶⁴⁰ bei Berlin, Akazien-Allee 14.
- Schmadalla, Joh., Ingenieur und Lehrer für Masch.- und Schiffbau a. d. Navigationsschule Lübeck, Lübeck, Percevalstr. 36.
- Schmelzer, Hermann, Ingenieur, Kassel, Uhlandstr. 4.
- Schmid, C., Direktor, Charlottenburg, Kurfürstendamm 71, I.
- Schmidt, Vize-Admiral, Exzellenz, Kiel.
- Schmidt, Ehrhardt, Kontre-Admiral, Kiel, ¹⁶⁴⁵ Feldstr. 80, I.
- Schmidt, Emil, Ingenieur, Hamburg-Uhlenhorst, Herder-Str. 64.
- Schmidt, Ferdinand, Dispatcheur und Havarie-Kommissar, Hamburg, Ferdinandstr. 55/57.
- Schmidt, Karl, Prokurist der A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2/4.
- Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Oskar, Direktor, Köln a. Rh., Thurn- ¹⁶⁵⁰ markt 26.
- Schmidt, Wilh., Dr.-Ing., Königl. Baurat, Wilhelmshöhe b. Kassel.
- Schmidt, Wilh., jun., Ingenieur, Wernigerode a. Harz, Amelungsweg 4.
- Schmidtlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 46, Königgrätzer Str. 87.
- Schmiedgen, Alfred, Direktor, Wittenau bei Berlin, Hauptstr. 60.
- Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S. ¹⁶⁵⁵
- Schneider, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Eppendorferlandstr. 2.
- Schnoeckel, Gustav, Zivilingenieur, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 46.
- Schönbach, Dr. techn., k. k. Oberbaurat, Generaldirektor, Prag-Karolinenthal, Maschinenfabrik Breitfeld, Danek & Co.
- Schrader, Kontreadmiral und Direktor des Konstruktions-Departements im Reichs-Marine-Amt, Berlin W, Leipziger Platz 17.
- Schröder, Carl, Oberingenieur und Prokurist, ¹⁶⁶⁰ Gleiwitz, O.-S., Wilhelm-Str. 30.

- Schröder, Emil, Ingenieur, Dresden-A.,
Niederwald-Platz 1, I.
- Schröder, Paul, Schiffsbauingenieur, Ham-
burg 31, Eidelstedterweg 127, III.
- Schroeder, Franz O., Kapitänleutnant a. D.,
Zivil-Ingenieur, Friedenau, Moselstr. 12.
- Schrödter, E., Dr.-Ing., Ingenieur, Düssel-
dorf, Breite Str. 27.
- ¹⁶⁶⁵ Schroedter, C., Herausgeber und Chef-
redakteur der Hansa, Hamburg, Steinhöft 1.
- v. Schuh, Georg, Dr., Oberbürgermeister,
Kgl. Geheimer Hofrat, Nürnberg, Egydien-
platz 25.
- Schuler, W., Dr., Oberingenieur, Wilmers-
dorf, Paulsborner Str. 3.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiech-
horst & Sohn, Hamburg 23, Wandsbecker
Chaussee 38.
- Schulte, F., Oberingenieur der Harpener
Bergbau - Akt.-Ges., Dortmund, Saar-
brücker Str. 49.
- ⁶⁷⁰ Schultze, Aug., Geh. Kommerzienrat,
Direktor der Oldenburg - Portug. Dampf-
schiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.
- Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg,
Kaiser-Str. 28.
- Schulz, Gustav Leo, Berlin W 15, Kur-
fürstendamm 59.
- Schulze - Vellinghausen, Ew., Fabrik-
besitzer, Düsseldorf, Stern-Str. 18.
- Schuster, Friedrich Dr., Generaldirektor,
Witkowitz-Eisenwerk Mähren.
- ¹⁶⁷⁵ Schütte, H., Kaufmann, i. Fa. Alfr. H. Schütte,
Köln, Zeughaus 16.
- Schwanhäusser, Wm., Dir. d. International
Steam Pump Co., 115 Broadway, New York.
- Schwarz, Karl, Obering. d. Maschinenfabrik
Augsburg-Nürnberg, Nürnberg-Werderau,
Reichel-Str. 39.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl.
Eisenbahn-Bedarfs Akt.-Ges. Abt. Huld-
schinskywerke, Gleiwitz, Stefanie-Str. 20.
- Schwebsch, A., Dipl.-Ing., Bremen, Fedel-
hören 45.
- ¹⁶⁸⁰ Schwellenbach, Robert, Dr. phil., Biblio-
thekar im Reichs-Postamt, Berlin W 66.
- Seeger, J., Kaufmann und Prokurist, Danzig,
Schichau-Werft.
- Seiffert, Franz, Direktor der Akt.-Ges.
Franz Seiffert & Co., Berlin-Ebers-
walde, Berlin SO 33, Köpenicker Str. 154a.
- Selve, Walter, Fabrikant und Ritterguts-
besitzer, Altena i. W.
- Senff, E., Fabrikbesitzer, Düsseldorf-Grafen-
berg, Bruch-Str. 55.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, ¹⁶⁸⁵
Hamburg, Vorsetzen 25/27.
- Seydel, Leopold, Ingenieur und Prokurist,
Berlin NW 52, Wilsnacker Str. 3, I.
- Siebel, Walter, Ingenieur, i. Fa. Bauartikel-
Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath.
- Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bau-
artikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath.
- Siebert, G., Direktor der Firma F. Schichau,
Elbing, Altstadt. Wall-Str. 10.
- Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patent- ¹⁶⁹⁰
anwalt, Berlin SW 68, Belle-Allianceplatz 6.
- Sieg, Waldemar, Kaufmann u. Reeder, Danzig,
Brodänkengasse 14.
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia“,
Deutsche Parsons Marine-Aktien-Gesell-
schaft, Berlin, Leipziger Str. 123a.
- Siemens, S., Maschineninspektor, Bremen,
Dampfschiffahrts Ges., „Neptun“.
- v. Siemens, Carl F., Ingenieur, Berlin SW 11,
Askanischer Platz 3.
- Sievert, Hans, Schiffbauingenieur, Mönke- ¹⁶⁹⁵
berg bei Kiel.
- Simmersbach, Oskar, Professor, Breslau,
Park-Str. 21.
- Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz O.-S.,
Keith-Str. 12.
- von Simson, Herm. Ed., Kapitänleutnant a. D.,
Essen-Ruhr, Fried. Krupp, A.-G.
- Sommerwerk, Kontre-Admiral z. D., Zehlen-
dorf.
- Sorge, Kurt, Vorsitzender des Direktoriums ¹⁷⁰⁰
der Firma Fried. Krupp, Grusonwerk,
Magdeburg, Buckau, Freiestr. 23/26.
- Sorge, Otto, Direktor a. D., Zivilingenieur,
Berlin-Grunewald, Cuno-Str. 65.
- Spangenthal, Hugo, Kaufmann, i. Fa. Hirsch,
Kupfer- u. Messingwerke, Berlin, Kron-
prinzen-Ufer 5/6.
- Spannhake, Wilhelm, Diplomingenieur,
Hamburg-Winterhude, Erichs-Str. 160.

- Specht, Rud., Dipl.-Ing. und Patentanwalt, Hamburg, Spitalerstr. 11.
- ¹⁷⁰⁵ Spreckelsen, Willy, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Neustadt-Contrescarpe 156, II.
- Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Stettin, Post-Str. 28.
- Sprickerhof, Albert, Eisenbahndirektor a. D., Grunewald, Paulsborner Str. 52/53.
- Springer, Fritz, Verlagsbuchhändler, Berlin, W 9, Link-Str. 23/24.
- Springer, Julius, Verlagsbuchhändler, Zehlendorf, Wannseebahn, Schillerstr., Ecke Klopstockstr.
- ¹⁷¹⁰ Springorum, Fr., Dr.-Ing., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G., Dortmund, Eberhardt-Str. 20.
- Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim.
- Stahl, Paul, Direktor der Stettiner Maschinenbau-Act.-Ges. Vulcan, Hamburg 20, Heilwigstr. 122.
- Starkmann, Em., Vertreter der Fiat San Giorgio in Spezia und Turin, Berlin W 30, Münchener Str. 14.
- Stauß, E. G., Direktor d. Deutschen Petroleum-A.-G., Berlin W 8, Behrenstr. 8.
- ¹⁷¹⁵ Stein, C., Ingenieur, Direktor der Gasmotorenfabrik „Deutz“, Charlottenburg, Kaiserdamm 8.
- Steinbiss, Karl, Präsident der Königl. Eisenbahndirektion Kattowitz, Kattowitz O.-S., Wilhelmsplatz 10.
- Steinmeyer, Carl, Marine-Stabs-Ingenieur a. D., Wilmersdorf, Berliner Str. 8.
- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Doventorsteinweg 52, pt.
- Stender, W., Ingenieur, Moskau, Tschistye Prudy, Lobkowski Pereulok No. 5. Qu. 9.
- ¹⁷²⁰ Stentzler, Carl, Vertreterin-u. ausländischer Berg-, Hütten- u. Walzwerke, Friedenau, Wilhelm-Hauff-Str. 5.
- Stern, Mann, Direktor d. Telefon-Fabr. A. G., Hannover, Gellertstr. 13.
- Sternberg, Oscar, Königl. Schwed. Vice-Konsul, Direktor, Mannheim L7.6a.
- Stiller, Hermann, Direktor der H. Paucksch A.-G., Landsberg a. W., Hohenzollernstraße 20.
- Stinnes Leo, Reeder, Mannheim D7. 12.
- Stöckmann, E., Technischer Direktor, ¹⁷²⁵ Annen i. Westf.
- Stoedtner, Georg, Chefingenieur, Hamburg, Isestr. 85.
- Stoeßel, Paul, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Pumpelforterstr. 24.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Berlin W 15, Fasanen-Str. 64.
- Stromeyer, Kontreadmiral, Direktor der Kais. Torpedowerkstatt, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 2.
- Strube, Dr. A., Bankdirektor, Deutsche ¹⁷³⁰ Nationalbank, Bremen.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, Dr. phil. P., Geschäftsführer, Hamburg, Alterwall 12, III.
- Stumpf, Johannes, Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 33.
- Sugg, Direktor der Vereinigten Königs- und Laurahütte A.-G., Königshütte O.-Schl., Girndt-Str. 13.
- Suling, Baudirektor der Abteilung Strom- u. ¹⁷³⁵ Hafenbau, Bremen, Baudirektion.
- Suppán, C. V., Schiffsoberinspektor, Wien III, Donau-Dampfschiffs-Direktion.
- Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reiherstieg-Schiffswerfte.
- Sylvester, Emilio, Betriebsdirektor, Fried. Krupp, A.-G., Friedrich - Alfred - Hütte, Rheinhausen-Friemersheim.
- Tecklenborg, Ed., Kaufmann, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Bremen, Park-Str. 41.
- Tenge, Regierungsrat, Vortragender Rat im ¹⁷⁴⁰ Großh. Old. Staatsministerium, Oldenburg Gr., Grüne Str. 10.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktien-Gesellschaft „Weser“, Bremen.
- Thielbörger, Gustav, Ingenieur, Neckarsulm i. Württbg., Schillerstr. 595.
- Thiele, Ad., Kontre-Admiral z. D., Reichs-Kommissar bei dem Seeamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.

- Thiele, Hans, Dipl.-Schiffbauingenieur, Risa, Bismarckstr. 65.
- ¹⁷⁴⁵ Thiele, J., Marine - Oberstabsingenieur, Hannover-Waldheim, Otto-Str. 2, II.
- Thoma, Dr.-Ing., Gotha, Schöne Allee 6.
- Thomas, Paul, Direktor, Düsseldorf, Achenbachstr. 6.
- Thorbecke, Kapitän zur See, Kiel, Esmarchstraße 20.
- Thulin, C. G., Italienischer Generalkonsul und Reeder, Stockholm (Schweden), Skeppsbron 34.
- ¹⁷⁵⁰ Thulin, P. G., Vize - Konsul, Stockholm, Skeppsbron 34.
- Thyen, Heinr. O., Konsul, i. Fa. G. H. Thyen, Brake.
- v. Tirpitz, Alfr., Großadmiral, Exzellenz, Staatsminister und Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes, Berlin W 9, Leipziger Platz 13.
- Tolksdorf, B., Patentanwalt, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Tonne, Carl Gust., Kommerzienrat, Magdeburg, Villa auf dem Werder.
- ¹⁷⁵⁵ Tosi, Franco, Maschinenfabrikant, Legnano, Italien.
- Trappen, Walter, Generaldirektor, Honnef a. Rhein.
- Traub, Alois, Obergeringenieur, Charlottenburg, Sybelstr. 50.
- Trauboth, Walter, Obergeringenieur, Friedenau, Bachestr. 13.
- Trenkler, Albert, Marine - Stabsingenieur, Kiel, S. M. S. „Hannover“.
- ¹⁷⁶⁰ Trommsdorff, Bibliothekar, Danzig, Technische Hochschule.
- Uhlig, Carl Hugo, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.
- Ulmer, Conrad, Direktor, München 8, Lucile-Grahnstr. 38 III.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 62.
- Vahland, Otto, Direktor, Bremen, Schlachte 21.
- ¹⁷⁶⁵ Vehling, H., Hüttendirektor, Vorst.-Mitgl. der Gelsenkirchener Bergwerks-Akt.-Ges., Aachen-Rothe Erde.
- Vielhaben, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Rathaus-Str., Bülowhaus.
- van Vloten, Hütten-Direktor, Hörde i. W.
- Voerste, Otto, Obergeringenieur, Kiel, Schiller-Str. 16.
- Vogel, Hans, Ingenieur, Kiel, Herzog-Friedrich-Str. 49.
- Vögler, Albert, Hüttendirektor, Dortmund, ¹⁷⁷⁰ Union.
- Voit, Wilhelm, Zivil - Ingenieur, Berlin-Steglitz, Grunewald-Str. 10.
- Volckens, Wm., Geheimer Kommerzienrat, Hamburg 11, Adolphsplatz 6, Börsenhof.
- Vollbett, O., D., Betriebschef des Reparaturbetriebes der Vulcan - Werke, Altona, Palmaille 108.
- Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Hamburg 13, Rothenbaumchaussee 105.
- Vorwerk, Ad., Vorsitzender der D. D. Ges. ¹⁷⁷⁵ Kosmos, Hamburg, Mönkeberg 11.
- Wache, Karl, Direktor der Görlitzer Maschinenbau-A.-G., Görlitz, Lindenweg 2.
- Wagenführ, H., Ober-Ingenieur der Allgem. Elektrizitäts-Gesellsch., Bremen, Wall 108.
- Waldschmidt, Walther, Dr. phil., Direktor der Ludw. Loewe & Co., Aktien-Gesellschaft, Berlin NW 87, Hutten-Str. 17.
- Walloch, F., Ing., Direktor d. C. Lorenz, A.-G., Berlin W 30, Luitpoldstr. 19.
- Wallwitz, Franz, Direktor der Stettiner ¹⁷⁸⁰ Maschinenbau-A.-G. „Vulkan“, Hamburg, Beneckestr. 48.
- Wanner, Theodor G., Fabrikant, Kgl. belg. und Kgl. schwed. Konsul, Stuttgart, König-Str. 15.
- Warnholtz, Max, Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm 25.
- Wätjen, Georg W., Generalkonsul und Reeder, Bremen, Postfach 678.
- Watson, Dr., Hugh. Captain Royal Navy, Berlin, Britische Botschaft, W 8, Wilhelm-Str. 70.
- Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, ¹⁷⁸⁵ Große Reichen-Str. 27, Afrikahaus.
- Weber, Fritz, Ingenieur, Helgoland, Siemens-Terrasse.
- Weber, Horst, Hofrat, Verlagsbuchhändler, Leipzig, Illustrierte Zeitung.

- Weber, Moritz, Professor an der Kgl. techn. Hochschule zu Berlin, Nicolasse, An der Rehwiese 13.
- Weber, Richard, Fabrikant, Berlin Kottbuser Ufer 41.
- ¹⁷⁹⁰ Weber, Paul, Direktor, Wetter a. d. Ruhr.
- Wedemeyer, Dr., Hüttendirektor, Sterkrade, Hüttenstr. 20.
- Wegener, Hauptmann a. D., Direktor, Düsseldorf, Rochus-Str. 23.
- Wehrlin, Harry, Ober-Ingenieur, Steglitz, Humboldtstr. 15.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und Ingenieur, München, Ismaninger Str. 122.
- ¹⁷⁹⁵ Weidert, Franz, Dr. phil., Direktor der optischen Anstalt „Goerz“ A.-G., Wilmersdorf, Landauer Str. 4, II.
- Weinlig, O. Fr., Generaldirektor, Virlich b. Bonn a. Rhein.
- Weisdorff, E., Generaldirektor der Burbacherhütte, Burbach a. Saar.
- Weitzmann, J., Direktor der deutschen Vacuum Oil Comp., Hamburg I. Markthof
- Welin, Axel, Ingenieur, Hopetoun House, Lloyds Avenue, London E. C.
- ¹⁸⁰⁰ Welzel, Alfred, Ing. u. Betriebschef d. Fa. Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt. Henrichshütte, Bismarck-Str. 61.
- Wember, Gustav, Direktor d. Mansfeld'schen Kupferschiefer bauenden Gewerkschaft Eisleben, Landwehr 1.
- Wendemuth, Baurat u. Mitglied der Wasserbau-Direktion, Hamburg 14, Dalmann-Str.
- Wendler, H., Maschinenbau-Dipl.-Ingenieur, Hamburg, Eilbeckerweg 183, II.
- Werner, Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Schumannstr. 42.
- ¹⁸⁰⁵ Werner, Paul, Dipl.-Ing., Cöln-Kalk, bei Breuer, Schumacher & Co., A.-G.
- West, Freg.-Kapitän, Kommandant S. M. S. „Albatross“, Cuxhaven.
- Wessels, Joh., Fr., Senator, Bremen, Langenstr. 86, I.
- Wettin, Paul, Kapitän des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Danzig-Schicha werft.
- Wichmann, Alfred O., Kaufmann, Hamburg, Gr. Bleichen 32.
- ¹⁸¹⁰ Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampfboote, Hamburg, Neuer Wall 2, I.
- Wiecke, A., Generaldirektor, Lauchhammer.
- Wieland, Philipp, Kommerzienrat, Ulm a. D., Postfach 48.
- Wiethaus, O., Geheimer Kommerzienrat u. Generaldirektor, Bonn a. Rh.
- Wikander, E., Stadtrat, Berlin W 57, Potsdamer Straße 68.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Hamburg, Bahnhofstr. 43. ¹⁸¹⁵
- Wilms, R., Oberingenieur u. Expert d. Bureau Veritas, Essen-Ruhr, Selma-Str. 6.
- Wiltz, Aug., Techn. Direktor d. Fa. Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt. Henrichshütte.
- Windscheid, G., Kaufmann und k. und k. Österr.-Ung. Vize-Konsul, Nicolaieff.
- Winkler, Exzellenz, Viceadmiral z. D., Saarow b. Fürstenwalde (Spree). Berlin W 50, Würzburger Str. 12/13.
- Winter, Günther, Oberingenieur, Nürnberg, ¹⁸²⁰ Siemens-Schuckertwerke, Lindenau-Str. 39.
- Wirtz, Adolf, Hüttendirektor der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Mülheim (Ruhr), Aktien-Str.
- Wiß, Ernst, Ingenieur, Griesheim a. M.
- Wittmer, Kapitän zur See a. D., Berlin NW 7, Georgen-Str. 34/36.
- Wolf, Georg, Ingenieur, Direktor der C. Lorenz A.-G., Wilmersdorf, Prinzregentenstraße 100 oder 106.
- Wolf, Marine-Stabsingenieur, Kiel, Feld-Str. 92. ¹⁸²⁵
- Wolf, M., Fabrikbesitzer i. Fa. R. Wolf, Maschinenfabrik, Magdeburg-Buckau.
- Wolfenstetter, Maschinenbau-Ingenieur, Nürnberg, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G.
- Wolff, Ferdinand, Fabrikdirektor, Mannheim, Bismarckplatz 5.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Waidmann-Str. 33.
- Wolff, Richard, Oberleutnant zur See der ¹⁸³⁰ Reserve des Seeoffizierkorps, Charlottenburg, Bismarck-Str. 91.
- Wurm, A., Dr., Hüttendirektor, Osnabrück, Stahlwerk.
- Wurmbach, Fregattenkapitän a. D., Berlin-Friedenau, Stubenrauchstr. 38, II.

- | | |
|---|--|
| <p>Zahn, M., Direktor d. Europäischen Petroleum-Union G. m. b. H., Berlin W 8, Behrenstraße 8, II.</p> <p>Zanders, Hans, Fabrikbesitzer, Bergisch-Gladbach, Rheinprovinz.</p> <p>¹⁸³⁵ Zapf, Georg, Vorstand der Felten & Guillaume-Lahmeyerwerke A.-G. Carlswerk, Mülheim am Rhein, Bahn-Str. 48.</p> <p>Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Düsseldorf, Harold-Str. 10 a.</p> <p>Ziegelasch, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Nordseewerke, Emden, Fürbringerstr. 3.</p> | <p>Zimmermann, Oberingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karlstr. 36.</p> <p>Zimmermann, Kontre-Admiral z. D., Heidelberg, Bismarckstr. 15.</p> <p>Zopke, Hans, Professor, Direktor der technischen Staatslehranstalten zu Hamburg, Hamburg, Andreasstr. 17.</p> <p>Zörner, Bergrat und Generaldirektor, Kalk bei Köln a. Rhein.</p> <p>Züblin, Carl, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Altona, Alsenstr. 15.</p> |
|---|--|

Abgeschlossen am 29. Dezember 1913.

Die Gesellschaftsmitglieder werden im eigenen Interesse ersucht, jede Adressenänderung sofort auf besonderer Karte der Geschäftsstelle anzuzeigen.

II. Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

Die am 23. Mai 1899 gegründete Schiffbautechnische Gesellschaft hat ihren Sitz in Berlin und ist dort beim Königlichen Amtsgericht I als Verein eingetragen.

Sitz.

II. Zweck der Gesellschaft.

§

Zweck der Gesellschaft ist der Zusammenschluß von Schiffbauern, Schiffsmaschinenbauern, Reedern, Offizieren der Kriegs- und Handelsmarine und anderen mit dem Seewesen in Beziehung stehenden Kreisen behufs Erörterung wissenschaftlicher und praktischer Fragen zur Förderung der Schiffbautechnik.

Zweck.

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

1. Versammlungen, in denen Vorträge gehalten und besprochen werden.
2. Drucklegung und Übersendung dieser Vorträge an die Gesellschaftsmitglieder.
3. Stellung von Preisaufgaben und Anregung von Versuchen zur Entscheidung wichtiger schiffbautechnischer Fragen.

Mittel zur
Erreichung dieses
Zweckes.

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

1. Fachmitglieder.
2. Mitglieder, oder
3. Ehrenmitglieder.

Gesellschafts-
mitglieder.

§ 5.

Fachmitglieder können nur Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche das 28. Lebensjahr überschritten haben, einschließlich ihrer Ausbildung bzw. ihres Studiums 8 Jahre im Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau tätig gewesen sind, und von denen eine Förderung der Gesellschaftszwecke zu erwarten ist.

Fachmitglieder.

§ 6.

Mitglieder.

Mitglieder können alle Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche vermöge ihres Berufes, ihrer Beschäftigung, oder ihrer wissenschaftlichen oder praktischen Befähigung imstande sind, sich mit Fachleuten an Besprechungen über den Bau, die Einrichtung und Ausrüstung, sowie die Eigenschaften von Schiffen zu beteiligen.

§ 7.

Ehrenmitglieder.

Zu Ehrenmitgliedern können vom Vorstande nur solche Herren erwählt werden, welche sich um die Zwecke der Gesellschaft hervorragend verdient gemacht haben.

IV. Vorstand.

§ 8.

Vorstand.

Der Verwaltungs-Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

1. dem Ehrenvorsitzenden,
2. dem Vorsitzenden,
3. dem stellvertretenden Vorsitzenden,
4. mindestens vier Beisitzern.

Den geschäftsführenden Vorstand im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches bilden:

1. der Vorsitzende,
2. der stellvertretende Vorsitzende,
3. mindestens vier Beisitzer.

§ 9.

Ehren-
Vorsitzender.

An der Spitze der Gesellschaft steht der Ehrenvorsitzende, welcher in den Hauptversammlungen den Vorsitz führt und bei besonderen Anlässen die Gesellschaft vertritt. Demselben wird das auf Lebenszeit zu führende Ehrenamt von den in § 8, Absatz 1 unter 2—4 genannten Vorstandsmitgliedern angetragen.

§ 10.

Vorstands-
mitglieder

Die beiden geschäftsführenden Vorsitzenden und die fachmännischen Beisitzer werden von den Fachmitgliedern aus ihrer Mitte gewählt, während die anderen Beisitzer von sämtlichen Gesellschaftsmitgliedern aus den Mitgliedern gewählt werden.

Werden mehr als vier Beisitzer gewählt, so muß der fünfte Beisitzer ein Fachmitglied, der sechste ein Mitglied sein usf.

§ 11.

Ergänzungs-
wahlen des
Vorstandes.

Die Mitglieder des geschäftsführenden Vorstandes werden auf die Dauer von drei Jahren gewählt. Im ersten Jahre eines Trienniums scheiden der Vorsitzende und die Hälfte der nicht fachmännischen Beisitzer aus; im zweiten Jahre der stellvertretende Vorsitzende und die Hälfte der fachmännischen Beisitzer; im dritten Jahre die übrigen Beisitzer. Eine Wiederwahl ist zulässig.

§ 12.

Ersatzwahl des
Vorstandes.

Scheidet ein Mitglied des geschäftsführenden Vorstandes während seiner Amtsdauer aus, so muß der geschäftsführende Vorstand einen Ersatzmann wählen, welcher verpflichtet ist, das Amt anzunehmen und bis zur nächsten Hauptversammlung zu führen. Für den Rest der Amtsdauer des ausgeschiedenen Vorstandsmitgliedes wählt die Hauptversammlung ein neues Vorstandsmitglied.

§ 13.

Der geschäftsführende Vorstand leitet die Geschäfte und verwaltet das Vermögen der Gesellschaft. Er stellt einen Geschäftsführer an, dessen Besoldung er festsetzt. Geschäftsleitung.

Der geschäftsführende Vorstand ist nicht beschlußfähig, wenn nicht mindestens vier seiner Mitglieder zugegen sind. Die Beschlüsse werden mit einfacher Majorität gefaßt, bei Stimmengleichheit gibt die Stimme des Vorsitzenden den Ausschlag.

Der Geschäftsführer der Gesellschaft muß zu allen Vorstandssitzungen zugezogen werden, in denen er aber nur beratende Stimme hat.

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

Das Gesuch um Aufnahme als Fachmitglied ist an den geschäftsführenden Vorstand zu richten und hat den Nachweis zu enthalten, daß die Voraussetzungen des § 5 erfüllt sind. Dieser Nachweis ist von einem fachmännischen Vorstandsmitgliede und drei Fachmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt. Aufnahme der Fachmitglieder.

§ 15.

Das Gesuch um Aufnahme als Mitglied ist an den geschäftsführenden Vorstand zu richten, dem das Recht zusteht, den Nachweis zu verlangen, daß die Voraussetzungen des § 6 erfüllt sind. Falls ein solcher Nachweis gefordert wird, ist er von einem Mitgliede des geschäftsführenden Vorstandes und drei Gesellschaftsmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt. Aufnahme der Mitglieder.

§ 16.

Jedes eintretende Gesellschaftsmitglied zahlt ein Eintrittsgeld von 20 M.

Eintrittsgeld.

§ 17.

Jedes Gesellschaftsmitglied zahlt einen jährlichen Beitrag von 20 M., welcher im Januar eines jeden Jahres fällig ist. Sollten Gesellschaftsmitglieder den Jahresbeitrag bis zum 1. Februar nicht entrichtet haben, so wird derselbe durch Postauftrag oder durch Postnachnahme eingezogen. Jahresbeitrag.

§ 18.

Gesellschaftsmitglieder können durch einmalige Zahlung von 400 M. lebenslängliche Mitglieder werden und sind dann von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit. Lebenslänglicher Beitrag.

§ 19.

Ehrenmitglieder sind von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

Befreiung von Beiträgen.

§ 20.

Gesellschaftsmitglieder, welche auszutreten wünschen, haben dies vor Ende des Geschäftsjahres bis zum 1. Dezember dem Vorstande schriftlich anzuzeigen. Mit ihrem Austritte erlischt ihr Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft. Austritt.

§ 21.

Erforderlichen Falles können Gesellschaftsmitglieder auf einstimmig gefaßten Beschluß des Vorstandes ausgeschlossen werden. Gegen einen derartigen Beschluß gibt es keine Berufung. Mit dem Ausschlusse erlischt jeder Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft. Ausschluss.

VI. Versammlungen.**§ 22.****Versammlungen.**

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in:

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 23.**Haupt-
versammlung.**

Jährlich soll, möglichst im November, in Berlin die Hauptversammlung abgehalten werden, in welcher zunächst geschäftliche Angelegenheiten erledigt werden, worauf die Vorträge und ihre Besprechung folgen.

Der geschäftliche Teil umfaßt:

1. Vorlage des Jahresberichtes von seiten des Vorstandes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des vergangenen Jahres.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes und Wahl von zwei Rechnungsprüfern für das nächste Jahr.
5. Beschlußfassung über vorgeschlagene Abänderungen der Satzung.
6. Sonstige Anträge des Vorstandes oder der Gesellschaftsmitglieder.

§ 24.**Außerordent-
liche
Versammlungen.**

Der geschäftsführende Vorstand kann außerordentliche Versammlungen anberaumen, welche auch außerhalb Berlins abgehalten werden dürfen. Er muß eine solche innerhalb vier Wochen stattfinden lassen, wenn ihm ein dahin gehender, von mindestens dreißig Gesellschaftsmitgliedern unterschriebener Antrag mit Angabe des Beratungsgegenstandes eingereicht wird.

§ 25.**Berufung der
Versammlungen.**

Alle Versammlungen müssen durch den Geschäftsführer mindestens 14 Tage vorher den Gesellschaftsmitgliedern durch Zusendung der Tagesordnung bekanntgegeben werden.

§ 26.**Anträge für
Versammlungen.**

Jedes Gesellschaftsmitglied hat das Recht, Anträge zur Beratung in den Versammlungen zu stellen. Die Anträge müssen dem Geschäftsführer 8 Tage vor der Versammlung mit Begründung schriftlich eingereicht werden.

§ 27.**Beschlüsse der
Versammlungen.**

In den Versammlungen werden die Beschlüsse, soweit sie nicht Änderungen der Satzung betreffen, mit einfacher Stimmenmehrheit der anwesenden Gesellschaftsmitglieder gefaßt.

§ 28.**Änderungen der
Satzung.**

Vorschläge zur Abänderung der Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel Mehrheit der anwesenden Fachmitglieder.

§ 29.

Wenn nicht von mindestens zwanzig anwesenden Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung in allen Versammlungen durch Erheben der Hand.

Art der
Abstimmung.

Wahlen erfolgen durch Stimmzettel oder durch Zuruf. Sie müssen durch Stimmzettel erfolgen, sobald der Wahl durch Zuruf auch nur von einer Seite widersprochen wird.

§ 30.

In allen Versammlungen führt der Geschäftsführer das Protokoll, welches nach seiner Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

Protokolle.

§ 31.

Die Geschäftsordnung für die Versammlungen wird vom Vorstande festgestellt und kann auch von diesem durch einfache Beschlußfassung geändert werden.

Geschäfts-
ordnung.

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

Eine Auflösung der Gesellschaft darf nur dann zur Beratung gestellt werden, wenn sie von sämtlichen Vorstandsmitgliedern oder von einem Drittel aller Fachmitglieder beantragt wird. Es gelten dabei dieselben Bestimmungen wie bei der Abänderung der Satzung.

Auflösung.

§ 33.

Bei Beschlußfassung über die Auflösung der Gesellschaft ist über die Verwendung des Gesellschafts-Vermögens zu befinden. Dasselbe darf nur zum Zwecke der Ausbildung von Fachgenossen verwendet werden.

Verwendung des
Gesellschafts-
Vermögens.

III. Satzung

für den

Stipendienfonds der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

Fonds.

Der Stipendienfonds ist aus den Organisationsbeiträgen und den Einzahlungen der lebenslänglichen Mitglieder gebildet worden. Er beträgt 200 000 Mark, welche im Preuß. Staats-Schuldbuche, mit $3\frac{1}{2}\%$ verzinsbar, eingetragen sind.

§ 2.

Verwendung.

Die jährlichen Zinsen des Fonds in Höhe von 7000 Mark sollen verwendet werden:

- a) Zur Sicherstellung des Geschäftsführers der Gesellschaft,
- b) zur Gewährung von Reise-Stipendien an jüngere Fachmitglieder,
- c) als Beihilfe zu wissenschaftlichen Untersuchungen von Gesellschaftsmitgliedern,
- d) als Anerkennung für hervorragende Vorträge an jüngere Fachmitglieder.

§ 3.

Sicherstellung des
Geschäftsführers.

In unruhigen oder sonst ungünstigen Zeiten, in denen die Mitglieder-Beiträge spärlich und unbestimmt eingehen, können die Bezüge des Geschäftsführers alljährlich bis zur Höhe von 7000 Mark aus den Zinsen des Stipendienfonds bestritten werden, wenn dies vom Vorstande beschlossen wird.

§ 4.

Reisestipendien.

Hervorragend tüchtige Fachmitglieder, welche nach vollendetem Studium mindestens 3 Jahre erfolgreich als Konstruktions- oder Betriebs-Ingenieure auf einer Werft oder in einer Schiffsmaschinenfabrik tätig waren und hierüber entsprechende Zeugnisse beibringen, können ein einmaliges Reisestipendium erhalten. Sie haben im März des laufenden Jahres ein dahingehendes Gesuch an den Vorstand zu richten, welcher ihnen bis zum 1. Mai mitteilt, ob das Gesuch genehmigt oder abgelehnt ist. Gründe für die Annahme oder Ablehnung braucht der Vorstand nicht anzugeben. Derselbe entscheidet auch von Fall zu Fall über die Höhe des zu bewilligenden Reisestipendiums. Gegen die Entscheidung des Vorstandes gibt es keine Berufung. Nach der Rückkehr von der Reise muß der Unterstützte in knappen Worten dem Vorstande eine schriftliche Mitteilung davon machen, welche Orte und Werke er besucht hat. Weitere Berichte dürfen nicht von ihm verlangt werden.

§ 5.

Gesellschaftsmitgliedern, welche sich mit wissenschaftlichen Untersuchungen bzw. Forschungsarbeiten auf den Gebieten des Schiffbaues oder des Schiffsmaschinenbaues beschäftigen, kann der Vorstand aus den Zinsen des Stipendienfonds eine einmalige oder eine mehrjährige Beihilfe bis zur Beendigung der betreffenden Arbeiten gewähren. Über die Höhe und die Dauer dieser Beihilfen beschließt der Vorstand endgültig.

Beihilfen.

§ 6.

Für bedeutungsvolle Vorträge jüngerer Gesellschaftsmitglieder kann der Vorstand aus den Zinsen des Stipendienfonds, wenn es angebracht erscheint, geeignete Anerkennungen aussetzen.

Anerkennungen.

§ 7.

Die in einem Jahre für vorstehende Zwecke nicht verbrauchten Zinsen werden den Einnahmen des laufenden Geschäftsjahres zugeführt.

Überschüsse.

§ 8.

In der jährlichen Hauptversammlung muß der Vorstand einen Bericht über die Verwendung der Zinsen des Stipendienfonds im laufenden Geschäftsjahre erstatten. Die Rechnungsprüfer haben die Pflicht, die diesem Berichte beizufügende Abrechnung durchzusehen und daraufhin die Entlastung des Vorstandes auch von diesem Teile seiner Geschäftsführung bei der Hauptversammlung zu beantragen.

Jahresbericht.

§ 9.

Vorschläge zur Abänderung der vorstehenden Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel der anwesenden Fachmitglieder.

Änderungen
der Satzung.

IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

Die Schiffbautechnische Gesellschaft hat in ihrer Hauptversammlung am 24. November 1905 beschlossen, silberne und goldene Medaillen prägen zu lassen und nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen an verdiente Mitglieder zu verleihen.

§ 2.

Die Medaillen werden aus reinem Silber und reinem Golde geprägt, haben einen Durchmesser von 65 mm und in Silber ein Gewicht von 125 g, in Gold ein Gewicht von 178 g.

§ 3.

Die silberne Medaille wird Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft zuerkannt, welche sich durch wichtige Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Schiffbaues oder des Schiffmaschinenbaues verdient gemacht und die Ergebnisse dieser Arbeiten in den Hauptversammlungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft durch hervorragende Vorträge zur allgemeinen Kenntnis gebracht haben.

§ 4.

Die goldene Medaille können nur solche Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft erhalten, welche sich entweder durch hingebende und selbstlose Arbeit um die Schiffbautechnische Gesellschaft besonders verdient gemacht, oder sich durch wissenschaftliche oder praktische Leistungen auf dem Gebiete des Schiffbaues oder Schiffmaschinenbaues ausgezeichnet haben.

§ 5.

Die Medaillen werden durch den Vorstand der Gesellschaft verliehen, nachdem zuvor die Genehmigung des Allerhöchsten Protektors zu den Verleihungsvorschlägen eingeholt ist.

§ 6.

An Vorstandsmitglieder der Gesellschaft darf eine Medaille in der Regel nicht verliehen werden, indessen kann die Hauptversammlung mit Zweidrittel-Mehrheit eine Ausnahme hiervon beschließen.

§ 7.

Über die Verleihung der Medaillen wird eine Urkunde ausgestellt, welche vom Ehrenvorsitzenden oder in dessen Behinderung vom Vorsitzenden der Gesellschaft zu unterzeichnen ist. In der Urkunde wird die Genehmigung durch den Allerhöchsten Protektor sowie der Grund der Verleihung (§§ 3 und 4) zum Ausdruck gebracht.

§ 8.

Die Namen derer, welchen eine Medaille verliehen wird, müssen an hervorragender Stelle in der Mitgliederliste der Schiffbautechnischen Gesellschaft in jedem Jahrbuche aufgeführt werden.

V. Bericht über das fünfzehnte Geschäftsjahr 1913.

Allgemeines.

Ein Jahr ruhigen Fortschritts liegt hinter uns. Eine Sommersammlung konnte diesmal der hohen Kosten wegen, welche solche Tagung verursacht, nicht stattfinden, und so richtete sich unsere Tätigkeit auf die Vorbereitung der für den 26. bis 29. Mai 1914 in Stuttgart und am Bodensee geplanten Veranstaltung, die dank dem Entgegenkommen württembergischer Industrieller einen günstigen Verlauf zu nehmen verspricht.

Unser Mitgliederbestand bezifferte sich zur Zeit der Vorbereitung dieses Berichtes auf 1667 Herren. Schon im Jahre 1909 wurde an dieser Stelle die Ansicht geäußert, daß unsere Gesellschaft ziemlich vollzählig alle Schiffbauinteressenten unseres Vaterlandes umfaßt. Damals traf diese Annahme zu; indessen haben sich seitdem der Schiffbau und die ihm angegliederten Berufsgebiete, technische, wirtschaftliche wie wissenschaftliche und sportliche, in so bedeutendem Umfange erweitert, daß wir uns der Wahrnehmung nicht entziehen konnten, es haben sich neue Gruppen jüngerer Fachgenossen und Berufsinteressenten der Schiffbautechnischen Gesellschaft noch nicht angeschlossen. Um diesen Herren, die sich wegen ihres jüngeren Alters vielfach noch in schwachbesoldeten Stellungen befinden, den Eintritt zu erleichtern und um unserer Gesellschaft frisches Blut zuzuführen sowie ihr Ansehen durch möglichst umfassenden Zusammenschluß aller Fachgenossen zu mehrern, hat der Vorstand beschlossen, in der geschäftlichen Sitzung der diesjährigen XV. Hauptversammlung zu beantragen, daß anläßlich unseres am 23. Mai 1914 bevorstehenden 15jährigen Jubiläums denjenigen Herren, welche zwischen der Hauptversammlung 1913 und dem Beginn des nächsten Geschäftsjahres ihren Beitritt erklären, das Eintrittsgeld erlassen wird. Wie wir hofften, hat dieser Antrag die Genehmigung der Hauptversammlung gefunden. Zahlreiche Herren haben die gebotenen günstigen Bedingungen benutzt, wie die nachstehende, bereits am 29. Dezember 1913 abgeschlossene Liste zeigt.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Unser Mitgliederbestand hob sich durch den Beitritt nachgenannter Herren:

LEBENSBLÄNDLICHES FACHMITGLIED:

1. Ruthof, J., Werftbesitzer, Wiesbaden.

FACHMITGLIEDER:

2. Abrams, Hermann, Schiffbauingenieur, Papenburg.
3. Bartel, Wilhelm, Schiffbauingenieur, Bremen.
4. Baumann, Karl, Schiffbauingenieur, Hamburg.
5. Berendt, Hermann, Dipl.-Ing., Hamburg.
6. Betzhold, Marine-Schiffbaumeister, Berlin.
7. Birkner, Ernst, Dipl.-Ing., Hamburg.
8. Boeck, Carl, Dipl.-Ing., Stettin.
9. Breitländer, Wilh., Oberingenieur, Geestemünde.
10. Brodersen, Marine-Schiffbaumeister, Berlin.
11. Bruhn, Johannes, Direktor des Norske Veritas, Kristiania.
12. Christinck, Bernhard, Dipl.-Ing., Geestemünde.
13. Claas, G., Schiffbauingenieur, Kiel.
14. Claussen, Carl, Ingenieur, Hamburg.
15. Commentz, Carl, Dr.-Ing., Schiffbauingenieur, Hamburg.
16. Cordes, Gottfried, Ingenieur, Elbing.
17. Dannenbaum, Adolf, Dipl.-Ing., Hamburg.
18. Darjes, Emil, Ingenieur bei Rickmers, Lehe.
19. Dressler, Lionel, Dipl.-Ing., Hamburg.
20. Dröseler, Marinebaumeister, Kiel.
21. Dykes, Geo, Principal Surveyor bei Lloyd's Register, Hamburg.
22. Eggert, Wilhelm, Oberingenieur, Geestemünde.
23. Elers, Hermann, Schiffbauingenieur, Hamburg.
24. Fimmen, Hermann, Schiffbauingenieur, Stettin.
25. Fischer, Carl, Dipl.-Ing., Stettin.
26. Fregin, Fritz, Dipl.-Ing., Stettin.
27. Freese, Hermann, Schiffbauingenieur, Lübeck.
28. Garvens, Walter, Dipl.-Ing., Bremerhaven.
29. Garweg, Arthur, Dipl.-Schiffbauingenieur, Hamburg.

30. Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg.
31. Graemer, L., Schiffbauingenieur, Stettin.
32. Gummelt, Carl H., Schiffbauingenieur, Geestemünde.
33. Halldin, Gustaf, Königl. Marineingenieur, Carlskrona, Schweden.
34. Heinemann, Rudolf, Dipl.-Ing., St. Petersburg.
35. Helmig, G., Schiffbauingenieur, Elbing.
36. Hillmann, Bernhard, Oberingenieur, Geestemünde.
37. Holle, Rudolf, Schiffbauingenieur, Mannheim.
38. Hosemann, Paul, Dipl.-Ing., Elbing.
39. Hundt, Paul, Maschinenbauingenieur, Bremerhaven.
40. Hupe, Heinrich, Schiffsmaschineningenieur, Papenburg.
41. Jespersen, Theodor, Oberingenieur, Kristiania.
42. Jourdan, Johannes, Ingenieur, Hamburg.
43. Kemenater, Heinz, Dipl.-Ing., Stettin.
44. Klatte, Hinrich, Dipl.-Ing., Hamburg.
45. Klein, Marcell, Dr.-Ing., Schiffbauingenieur, Wien VI.
46. Klockow, Fritz, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
47. Koschmider, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Hamburg.
48. Kurgas, Erich, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen.
49. Lafrenz, Carl, Maschinenbauingenieur, Kiel.
50. Laible, Friedrich, Ingenieur, Elbing.
51. Langen, O. H., Dipl.-Schiffbauingenieur, Bremen.
52. Lankow, E., Ingenieur, Elbing.
53. Laurin, Laurentius, Direktor, Lysekil, Schweden.
54. Lincke, Barnim, Dipl.-Ing., Züllchow i. Pom.
55. Lindbeck, J., Königl. Marineingenieur, Stockholm.
56. Lindenaus, Paul, Schiffbauingenieur, Elbing.
57. Linker, B. G., Zivilingenieur, Hamburg.
58. Loeffler, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg.
59. Löfvén, E., E., Königl. Marineingenieur, Carlskrona, Schweden.
60. Lorentzen, C., Dipl.-Ing., Kristiania.
61. Lungen, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg.
62. Machule, Johannes, Ingenieur, Elbing.
63. Marnitz, Rudolf, Dipl.-Ing., Charlottenburg.
64. Meyer, Erich, Dipl.-Ing., Elbing.
65. Neeff, Fritz, Diplom-Ingenieur, Bremen.
66. Nipprask, Bruno, Schiffsmaschinenbauingenieur, Stettin.

67. Oloff, Ernst, Dipl.-Ing., Elbing.
68. Peltzer, Ferdinand, Franz, Dipl.-Ing., Elbing.
69. Pogatschnig, Jos., Schiffbauingenieur, Elbing.
70. Pohl, A., Betriebsoberingenieur, Kiel.
71. Protz, Ad., Ingenieur, Elbing.
72. Rambeau, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg.
73. Rau, Fritz, Ingenieur, Elbing.
74. Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg.
75. Rohlfss, Willy, Ingenieur, Hamburg.
76. Rose, Conrad, Ingenieur, Geestemünde.
77. Rosenberg, Max, amtl. Schiffs- und Maschinenbesichtiger, Bremerhaven.
78. Rücker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Elbing.
79. Scheunemann, Georg, Schiffbauingenieur, Stettin.
80. Schirokauer, Felix, Dipl.-Ing., Hamburg.
81. Schmid, Karl, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Landsberg a. W.
82. Schmidt, R., Dr.-Ing., Direktor der Nordseewerke, Emden.
83. Schnabel, E., Dipl.-Ing., Kiel.
84. Schulz, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg.
85. Schulz, Carl, Schiffbauingenieur, Hamburg.
86. Schulz, Richard, Dipl.-Ing., Berlin.
87. Simon, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg.
88. Sokol, Franz, k. u. k. Schiffbauoberingenieur, z. Zt. Kiel.
89. Steinberg, Fritz, Schiffbauingenieur, Hamburg.
90. Streit, Adolf, Schiffbauingenieur, Elbing.
91. Terwiel, Joh., Schiffbaudirektor, Stettin.
92. Ullmann, Th., Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Charlottenburg.
93. Unger, Johannes, Schiffbauingenieur, Bremen.
94. Wahl, Gustav, OBERINGENIEUR, Bremen.
95. Weidehoff, Georg, Dipl.-Ing., Hamburg.
96. Wernecke, Paul, Schiffsmaschinenbauingenieur, Mannheim.
97. Wieler, Ernst, Schiffbauingenieur, Stettin.
98. Witetzki, Albert, Ingenieur, Elbing.
99. Wrede, Anton, Dipl.-Ing., Hamburg.
100. Wrobbel, Gustav, Dipl.-Ing., Hamburg.
101. Zeyß, Georg Edgar, Dipl.-Ing., Hamburg.

LEBENSLÄNGLICHES MITGLIED:

102. Stangen, Ernst, Kgl. Kommerzienrat, Berlin.

MITGLIEDER:

103. Achgelis, Gustav, Fabrikbesitzer, Geestemünde.
104. C. v. Bach, Dr.-Ing., Königl. Württ. Baudirektor, Professor, Stuttgart.
105. Bandtke, Hugo, Dipl.-Ing., Hamburg.
106. Becker, R. B., Fabrikdirektor, Altona.
107. Beckmann, Erich, Dr.-Ing., Professor, Hannover.
108. Berndt, Bruno, Ingenieur, Hamburg.
109. Bütow, Emil, Ingenieur, Hamburg.
110. Dammann, Kurt H., Dipl.-Ing., Blankenese.
111. Dittmers, Ludwig, Kaufmann, Hamburg.
112. Dittrich, Reinhold, Dipl.-Ing., Hamburg.
113. von Dojmi, Major a. D., Kaufmann, Hamburg.
114. Droth, Alfred, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Steglitz.
115. Düring, Franz, Ingenieur, Mannheim.
116. Düvel, Friedrich, Ingenieur, Hamburg.
117. Ehrhardt, August, Direktor, Berlin.
118. Fasse, Ad., Direktor, Altona-Ottensen.
119. Ferber, Const., Fregattenkapitän a. D., Berlin.
120. Flesch, Leo, Technischer Direktor, Elberfeld.
121. Freywald, Carl, Obergeringieur, Magdeburg.
122. Friedlaender, Hans, Mitinhaber d. Hoch-, Tief- und Eisenbetonbau-Ges., Berlin.
123. Garbe, Robert, Dr.-Ing. h. c., Geh. Baurat, Frohau.
124. Gätjens, Otto, Kaufmann, Hamburg.
125. Geißler, Max, Prokurist, Hamburg.
126. Gloth, Friedrich, Ingenieur, Berlin.
127. Goebel, Ernst, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Stettin.
128. Goldenberg, Rudolf, Dr. jur., Notar, Hamburg.
129. Göricke, A., Kaufmann, Hamburg.
130. Grotewold, Ch., Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin.
131. Grützner, Fr., Ingenieur, Hamburg.
132. Hennig, Franz, Dipl.-Ing., Hamburg.
133. Hentschel, Fritz, Dipl.-Ing., Stettin.

134. Hertz, Hans, Dipl.-Ing., Bremen.
135. Hirt, Fritz, Ingenieur und Direktor, Berlin.
136. Hoffmann, S., Direktor, Cassel.
137. Hollstein, Georg, Dipl.-Ing., Friedenau.
138. Howaldt, Gerhard, Schiffbauingenieur, Kiel.
139. Ibsen, Julius, Dipl.-Ing., Kiel.
140. Jaeger, Hauptmann a. D., Berlin.
141. Jaeger, G., Reedereidirektor, Mannheim.
142. Jütte, Ernst, Oberingenieur, Berlin-Tegel.
143. Kalderach, J. F. A., Ingenieur, Hamburg.
144. Kloetzer, Hans, Direktor, Berlin.
145. Kober, T., Dipl.-Ing., Vorstand der Flugzeugbau Friedrichshafen G.m.b.H.
146. Koch, R., Oberingenieur, Chemnitz.
147. Köcher, R., Ingenieur und Yachtkonstrukteur, Staraja Russa, Rußland.
148. Koenitzer, Christian Wilh., Fabrikant, Hamburg.
149. Kramer, Wilhelm, Direktor, Bremen.
150. Krayn, M., Verlagsbuchhändler, Berlin.
151. Krüger, Johannes, Ingenieur, Berlin.
152. Küborn, P., Hüttendirektor, Düsseldorf.
153. Lengeling, Wilhelm, Hauptmann a. D., Schöneberg-Berlin.
154. Lorenz, R., Dr.-Ing., Dipl.-Ing., Essen.
155. Lothes, P., Oberingenieur, Kiel.
156. Lübbert, Staatl. Fischereidirektor, Hamburg.
157. Lübcke, Ch., Expert des Vereins Hamburger Assekuradeure, Hamburg.
158. Maltitz, Hermann, Hauptmann a. D., Berlin.
159. Mandt, Kap. z. S. a. D., Geh. Regierungsrat, Berlin.
160. Mattenkloft, Otto, Metallwerksdirektor, Berlin.
161. Meyer, Cornelius, Fabrikdirektor, Grunewald.
162. Miethé, Adolf, Dr. phil., Geh. Reg.-Rat, Professor, Halensee.
163. Moll, Gustav, Ingenieur, Elbing.
164. Möller, Ludwig, Marinestabsingenieur a. D., Expert, Hamburg.
165. von Nieber, Exzellenz, Generalleutnant, Berlin.
166. Niemeyer, Walter, Kaufmann, Hamburg.
167. Nihlén, Nicolaus August, Direktor, Hamburg.
168. Olsson, Henning, Diplomingenieur, Göteborg.
169. Platz, Richard, Generaldirektor, Hannover.
170. Pophanken, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg.

171. Prandtl, Ludw., Dr. phil., Professor, Göttingen.
172. Preiß, Günther, Schiffbauingenieur, Hamburg.
173. Rehder, M., Dipl.-Ing., Hamburg.
174. Riedel, Karl, Schiffsoffizier, Mannheim.
175. Rudeloff, Alexander, Dipl.-Ing., Bremen.
176. Schetelig, Claudio, Dipl.-Ing., Essen.
177. Schiele, Ernst, Ingenieur, Hamburg.
178. Schmid, Constantin, Direktor, Charlottenburg.
179. Schmidt, Wilh. jun., Ingenieur, Wernigerode a. Harz.
180. Schönbach, Victor, Dr. techn., k. k. Oberbaurat, Direktor, Prag.
181. Schulte, F., Oberingenieur der Harpener Bergbau A.-G., Dortmund.
182. Siemens, S., Maschineninspektor, Bremen.
183. Sievert, Hans, Schiffbauingenieur, Kiel.
184. Specht, Rud., Dipl.-Ing., Patentanwalt, Hamburg.
185. Spreckelsen, Willi, Schiffsmaschinenbauingenieur, Bremen.
186. Stern, Manu, Direktor, Hannover.
187. Stoedtner, Georg, Chefingenieur, Hamburg.
188. Thoma, Dieter, Dr.-Ing., Gotha.
189. Vehling, H., Vorstandsmitglied d. Gelsenkirchener Bergwerks A.-G., Aachen.
190. Vollbett, O. D., Betriebschef, Hamburg.
191. Weber, Moritz, Professor, Charlottenburg.
192. Wedemeyer, Dr., Hüttendirektor, Sterkrade.
193. Wikander, E., Stadtrat, Berlin.
194. Zimmermann, Kontreadmiral z. D., Heidelberg.
195. Züblin, Carl, Dipl.-Ing., Altona.

Mit Ablauf des Geschäftsjahres wünschen auszutreten:

1. Bergemann, Marinebaurat, Wilhelmshaven.
2. Bredsdorff, Th., Schiffbaudirektor, Flensburg.
3. Briede, Otto, Direktor, Mexiko.
4. Danneel, Fr., Dr. jur., Wirkl. Geh. Admiralitätsrat, Berlin.
5. Dreger, P., Hüttendirektor, Peine.
6. Engel, Konrad, Werftbesitzer, Hamburg.
7. Fürbringer, Oberbürgermeister, Geh. Reg.-Rat, Emden.
8. Gerdts, Gustav F., Kaufmann, Bremen.
9. Hadenfeldt, Ernst, Direktor, Hamburg.
10. Heller, E., Direktor, Wien.

11. Hirte, Joh., Reg.-Baumeister, Berlin.
12. Jürgens, R., Ingenieur, Lübeck.
13. Klein, Karl, Betriebsingenieur, Danzig.
14. Misdorf, J., Schiffbaudirektor, Hamburg.
15. Müller, Gustaf, Schiffbauingenieur, Kiel.
16. Mueller, Ottomar, Direktor, Misburg.
17. Nebe, Friedr., Direktor, Benrath.
18. Pihlgreen, Johann, Ministerialdirektor, Stockholm.
19. Prusse, O., Ingenieur, Kiel.
20. Salzmann, R., Architekt, Düsseldorf.
21. Scharbau, Fr., Direktor, Aachen.
22. Schumacher, C., Ingenieur, Hamburg.
23. Springmann, R., Kaufmann, Hagen i. W.
24. Taggenbrock, J., Direktor, Antwerpen.
25. v. Usedom, Admiral à la Suite Sr. M. d. Kaisers und Königs, Schwerin.
26. de Vivanco, Adolph, Dipl.-Ing., Berlin.
27. Zabel, Paul, Direktor, Mannheim.

Durch den Tod erlosch die Mitgliedschaft nachbenannter Herren:

1. Achgelis, Heinrich, Fabrikbesitzer, Geestemünde.
2. Althof, Julius, Fabrikdirektor, Magdeburg.
3. Bremermann, Direktor, Bremen.
4. Diesel, Rudolf, Dr.-Ing. h. c., Zivilingenieur, München.
5. Gannott, Otto, Rechnungsrat im R. M. A., Berlin.
6. Henke, G., Schiffsmaschinenbauingenieur, Elbing.
7. v. Hollmann, Fritz, Exzellenz, Staatssekretär a. D., Admiral à la suite des Seeoffizierkorps, Berlin.
8. Holtz, R., Werftbesitzer, Kapitänleutnant a. D., Harburg a. E.
9. Kampffmeyer, Theodor, Baumeister, Berlin.
10. Leopold, Fritz, Direktor, Hoerde.
11. Lilliehöök, H. Chefkonstrukteur d. Kgl. Schwed. Marine, Stockholm.
12. Müller, Joh., Schiffbauingenieur, Stettin.
13. Pietzker, F., Marinebaumeister, Berlin.
14. Raben, Fr., Schiffbaumeister, Hamburg.
15. Roters, Fr. A., Oberingenieur, Harburg.
16. Schlick, Otto, Dr.-Ing., Konsul und Direktor, Hamburg.

17. Schuchardt, B., Kgl. Norweg. Generalkonsul und Kommerzienrat, Berlin.
18. Schwarzenberger, Georg, Ingenieur, Elbing.
19. Siebert, E., Kommerzienrat, Direktor bei F. Schichau, Danzig.
20. Slaby, Adolf, Dr.-Ing., Dr. phil., Professor, Geh. Reg.-Rat, Berlin.
21. Steffen, J. S., Maschineninspektor, Hamburg.
22. Wagener, August, Professor, Danzig.
23. Zimmer, A., Direktor, Hamburg.

Wirtschaftliche Lage.

Die von den Herren Rechnungsrevisoren geprüfte und richtig befundene Abrechnung des Geschäftsjahres 1912 bilanziert, wie der beistehende Abdruck zeigt, mit 89331,92 .#.

Einnahmen.		1912.	Ausgaben.	
		M		M
1. Kassenbestand am 1. Januar 1912	2 980,10		1. Jahrbuch und Versand	24 670,71
2. Bankbestand am 1. Januar 1912	16 828,50		2. Gehälter	8 490,50
3. Mitgliederbeiträge (1584)	31 680,16		3. Bürobetrieb	2 218,82
4. Eintrittsgelder (133)	2 659,75		4. Inventar	135,50
5. Lebenslängliche Beiträge (2)	800,—		5. Post	1 079,56
6. Zuschuß vom Reichsmarineamt	2 000,—		6. Bibliothek	142,75
7. Diverse einmalige Einnahmen	156,—		7. Sommerversammlung in Kiel 1912	19 566,17
8. Jahrbuchertrag	4 092,52		8. Hauptversammlung 1912	5 845,75
9. Eingänge für Sommerversammlung	11 426,29		9. Diverse	6 113,64
10. Eingänge für Hauptversammlung	4 530,50		Ankauf von 3½ proz. Preuß. Konsols	9 170,40
11. Zinsen aus Effekten und Bankguthaben	12 178,10		Kassenbestand am 31. Dezember 1912	977,12
			Bankbestand am 31. Dezember 1912	10 921,—
Sa.	89 331,92		Sa.	89 331,92

Geprüft und für richtig befunden.

Berlin, den 20. März 1913.

gez. Blümcke.

gez. Vielhaben.

Die bemerkenswerte Steigerung der Ausgaben erklärt sich durch die stattgehabte Sommerversammlung in Kiel, deren Vorträge auch die Kosten des Jahr-

buches stärker belasteten als im Vorjahre. Die Mitgliederbeiträge, Eintrittsgelder, Zinsen sowie die Ein- und Ausgaben für die Hauptversammlung und für einige andere Positionen haben dem Wachstum unserer Gesellschaft entsprechend eine Zunahme erfahren. Sparsames Haushalten mit dem uns anvertrauten Geld ermöglichte diesmal den Ankauf von nominell 10 000 $\mathcal{M}$ 3½ proz. Preuß. Konsols, die zusammen mit den im vorjährigen Geschäftsbericht genannten Wertanlagen das Gesellschaftsvermögen in Höhe von nominell 330 000 $\mathcal{M}$ bilden, wozu aus dem laufenden Geschäftsjahr 1913 noch eine weitere Ersparnis von nominell 10 000 $\mathcal{M}$ 3½ proz. Preuß. Konsols tritt, so daß das Gesellschaftsvermögen jetzt insgesamt 340 000 $\mathcal{M}$ im Nennwert beträgt.

Tätigkeit der Gesellschaft.

Durch Entsendung ihrer Vertreter beteiligte sich die Schiffbautechnische Gesellschaft an der Mitarbeit für nachstehende Verbände:

a) Deutsche Dampfkessel-Normenkommission.

Herr Direktor C. Rosenberg-Geestemünde berichtet hierüber wie folgt:

Nachdem am 24. und 25. Oktober 1912 die Sitzungen der Unterkommissionen für Land- und Schiffskessel stattgefunden hatten, tagte am 26. Oktober 1912 die fünfte ordentliche Versammlung der Deutschen Dampfkessel-Normen-Kommission. Der im vorjährigen Bericht erwähnte Ausschuß zu der Frage der Untersuchung von Kesselblechen höherer Festigkeit berichtete auf dieser Versammlung, daß nach seiner Überzeugung eine systematische Prüfung neuer Flußeisenbleche, die man absichtlich einer bedenklichen Behandlung aussetzen würde, Geldmittel erfordern würde, deren Aufbringung nicht erwartet werden kann. Die Normen-Kommission beschloß daher, von solchen Untersuchungen neuer Bleche Abstand zu nehmen und sich auf die Untersuchung solcher Fälle zu beschränken, wo Kesselbleche beim Bau der Kessel oder bei der Inbetriebnahme zu Anständen Veranlassung gegeben haben. Die Normen-Kommission beschloß weiter, einen Auszug aus den Äußerungen, herstellen zu lassen, welche auf die Umfrage des Königl. Materialprüfungsamtes vom 22. November 1910, betreffend die Zuverlässigkeit von Kesselblechen höherer bzw. niederer Festigkeit, eingegangen sind. Diese Umfrage, welche vom Materialprüfungsamt an die Vertreter der Eisenindustrie wie an die Vertreter der Kesselerzeuger, an die Vertreter der Kesselbenutzer, an die Vertreter der Konstrukteure und an die Vertreter der Aufsichtsorgane und Behörden ergangen war, hat ein sehr umfangreiches, interessantes Material ergeben.

Seitens eines Regierungsvertreters wurde auf der letzten ordentlichen Versammlung ein Antrag eingebracht dahin, daß das Flußeisen, welches jetzt laut der bestehenden Bauvorschriften in der Regel keine höhere Zugfestigkeit als 51 kg/qmm haben darf, bis zu einer Zugfestigkeit von 54 kg/qmm zugelassen werde. Begründet wurde der Antrag damit, daß bei großen Blechen von über 10 m Länge eine Toleranz von 8 kg/qmm zulässig sei und daß, wenn 46 kg/qmm Festigkeit als Minimalfestigkeit bei Mantelblechen größerer Kessel eingesetzt werden, das Heraufsetzen der zulässigen Zahl von 51 auf 54 kg/qmm notwendig wäre. Da seitens der Vertreter der Eisenhüttenwerke diesem Antrag Widerstand entgegengesetzt wurde, beschloß die Normen-Kommission, den Antrag auf ein Jahr zu vertagen,

um im Laufe des Jahres Material zu sammeln, das bei der Besprechung dieses Antrages verwendet werden kann. Die Umfrage hat inzwischen stattgefunden, die Antworten sind eingegangen. Die von unserem Vertreter erteilte Antwort zu dieser Umfrage geben wir nachstehend bekannt.

Geestemünde, den 4. April 1913.

An die

Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission,

Berlin NW 7.

Ich komme heute auf Ihr Rundschreiben vom 6. Januar er. zurück, in welchem Sie um Auskunft über die mit harten Kesselblechen gemachten Erfahrungen ersuchen. Ich bemerke hierzu, daß die Firma Tecklenborg seit längeren Jahren Kesselmantelbleche in einer Festigkeit von 44—52 kg/qmm bezogen hat, und da die gesetzlichen Vorschriften für Kesselmäntel nur eine Zugfestigkeit von 51 kg zuließen, anderseits für Bleche von über 10 m Länge eine Toleranz in der Festigkeit von 8 kg aber zulässig ist und von den Werken auch verlangt wurde, mußte für jeden einzelnen Fall die besondere Erlaubnis für die bis 52 kg hinausgeschobene Festigkeit von der zuständigen Stelle erbeten werden, die auch jedesmal erteilt wurde. Ich halte daher den von Herrn Baurat Hartmann-Hamburg in der Dampfkessel-Normen-Kommission gestellten Antrag, die zulässige Zugfestigkeit der Bleche über 51 kg hinaus, und zwar bis 54 kg/qmm zu erhöhen, für zeitgemäß.

Wenn die Eisenhüttenwerke glauben, bei dieser erhöhten Festigkeit von 54 kg nur eine Mindestdehnung in der Querrichtung von 18% statt wie bisher 20% garantieren zu können, und wenn nach deren Ansicht der Dorndurchmesser für die Hartbiegeproben auf das Vierfache der Blechdicke festgesetzt werden soll, statt wie bisher auf das Dreifache, so halte ich diese Forderungen der Hüttenwerke für nicht berechtigt. Ich würde vielmehr eine Gefahr darin sehen, Mantelbleche in die Schiffskessel einzubauen, welche nur dieser geringen Dehnung von 18% entsprechen. Es liegt m. E. auch gar kein Bedürfnis für die Herabsetzung dieser Qualitätszahl vor, da die Eisenhüttenwerke sehr wohl in der Lage sind, das Qualitätsmaterial zu liefern, wie es in der Dampfkessel-Normen-Kommission gewünscht wird, nämlich Bleche bis zu 54 kg/qmm Zugfestigkeit bei der bisher gesetzlich niedrigsten Dehnung von 20 v. H. und bei einem Dorndurchmesser für die Hartbiegeprobe von der dreifachen Blechdicke.

Zur Begründung meiner Ansicht erlaube ich mir auszuführen, daß die Firma Tecklenborg in den Jahren 1910—1911—1912 zusammen 85 Stück Mantelbleche von zusammen 900 000 kg Gewicht — deutsches Material — verarbeitet hat. Die Abmessungen dieser 85 Bleche variierten in der Länge von 13,6 bis 14,6 m, in der Breite von 2 bis 3,5 m, in der Stärke von 34—36 mm. Die einzelnen Stückgewichte schwanken zwischen 8000 und 14 000 kg. Die von Tecklenborg für diese sämtlichen Bleche vorgeschriebenen Qualitätszahlen waren 44—52 kg Zugfestigkeit bei 22,5% Mindestdehnung. Die wirklich erzielte kleinste Dehnung in der Querrichtung war bei einem Blech 23,5%, die mittlere kleinste Querschnittsdehnung in der Querrichtung aus den sämtlichen 18 verschiedenen Lieferungen beträgt 26,4%. Es dürfte hieraus zur Genüge hervorgehen, daß die verlangte Dehnung von 20% im Minimum auch weiter verlangt werden kann, selbst wenn die Festigkeit bis auf 54 kg im Maximum, also um 2 kg, erhöht wird.

Was den Dorndurchmesser anlangt, so haben die von Teeklenborg vorgenommenen Hartbiegeproben ergeben, daß auch der bisherige kleinste Durchmesser des Dorns von der dreifachen Blechdicke sehr wohl beibehalten werden kann bei dem etwas härteren Material von 54 kg/qmm Zugfestigkeit.

Hochachtungsvoll

gez. C. Rosenberg.

Inzwischen hat eine Sitzung der Unterkommission für Schiffskessel am 6. September dieses Jahres stattgefunden, die sich dahin einigte, den Antrag des Herrn Hartmann anzunehmen mit der Modifikation, daß der Dorndurchmesser für die Hartbiegeprobe der Bleche von 51 bis 54 kg/qmm Festigkeit auf die vierfache Blechdicke erhöht wird. Die ordentliche Versammlung der Deutschen Dampfkessel-Normen-Kommission am 25. Oktober in Leipzig hat diesem Antrage zugestimmt.

An Stelle unseres bisherigen, satzungsmäßig am 31. Dezember 1913 ausscheidenden Mitgliedes, des Herrn Direktor Dr. Bauer-Hamburg, welcher auf eine Wiederwahl aus geschäftlichen Gründen verzichtete, wurde vom Vorstand Herr Direktor C. Regehbogen-Kiel zum stellvertretenden Mitglied für die Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission gewählt.

b) Der Deutsche Ausschuß für technisches Schulwesen

hat im verflossenen Jahre die Vorlage für die Beratung der Hochschulfragen redaktionell bearbeitet. Über diese Vorlage wird in einer Gesamtsitzung des Ausschusses am 6. und 7. Dezember 1913 verhandelt werden.

Unsere Vertreter, die Herren Wirkl. Geh. Oberbaurat und Professor Rudloff und Professor Romberg, hatten hauptsächlich Gelegenheit, sich an der Festsetzung der Bestimmungen über die praktische Arbeitszeit der künftigen Hochschulingenieure der mechanischen Fächer zu beteiligen, und haben zu dieser wichtigen und viel umstrittenen Frage eine Stellung eingenommen, welcher der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft in seiner Sitzung vom 15. Juni 1913 im wesentlichen zustimmte. Sie haben betont, daß sie eine einjährige ununterbrochene praktische Tätigkeit vor Beginn der Studien für jeden künftigen Schiff- und Schiffsmaschinenbauingenieur als notwendig betrachten, und ausgeführt, daß die bisher übliche Teilung der praktischen Arbeitszeit in einen sechsmonatlichen Abschnitt vor Beginn des Studiums und in zwei- bis dreimonatliche Abschnitte während der Hochschulferien die theoretische Ausbildung schädigt, weil einerseits den Studierenden dadurch die Möglichkeit genommen oder wenigstens sehr erschwert wird, den in den Vorlesungen aufgenommenen Stoff während der Hochschulferien innerlich zu verarbeiten, und weil

andererseits auch die praktische Ausbildung sowie das Interesse der Werke für die Ausbildung der Anwärter leidet. Die von unseren Herren Vertretern in Vorschlag gebrachte Regelung wäre auch deshalb dringend erwünscht, weil unsere Studierenden vielfach aus dem Inland kommen und es sich für sie daher nicht allein um die Erlernung praktischer Handfertigkeiten in den Werkstätten handelt, sondern auch um die Erlangung eines Überblickes über ihren zukünftigen Beruf, über den ganzen Werftbetrieb und über Schiffsfahrtsverhältnisse. Vielleicht wäre, um den Osterabiturienten entgegenzukommen, in Betracht zu ziehen, ob der einjährige Militärdienst in der Marine eine Verkürzung der praktischen Tätigkeit auf vielleicht $\frac{3}{4}$ Jahre rechtfertigt, derart, daß ein Halbjahr vor dem Studium absolviert wird und ein Vierteljahr während der Ferien.

Infolge heftigen Widerspruches von Herren anderer Fachrichtungen ist es indessen in der Sitzung des Arbeitsausschusses vom 31. Mai 1913 unserem Herrn Vertreter nicht möglich gewesen, die obigen Vorschläge zur Annahme zu bringen; vielmehr wurde bezüglich der praktischen Arbeitszeit zunächst nachstehende Fassung gewählt:

„Für den zukünftigen Hochschulingenieur der mechanischen Fächer ist eine einjährige praktische Ausbildung in industriellen Betrieben zu fordern; diese praktische Tätigkeit ist t u n l i c h s t ununterbrochen vor Beginn des Studiums abzuleisten. Eine Vertiefung oder Ergänzung der einjährigen Pflicht-Werkstattausbildung durch Beschäftigung in größeren Maschinenbetrieben, in elektrischen Zentralen, Hüttenwerken usw., insbesondere auch durch Ausbildung auf dem Bureau, wird als wünschenswert angesehen; hierzu können zweckmäßig die Ferien benutzt werden.

Somit scheint es vorläufig beim alten Zustand, der in unseren Kreisen vielfach bemängelt wird, zu verbleiben. In der Gesamtsitzung des Deutschen Ausschusses für technisches Schulwesen wird jedoch unseren Herren Vertretern noch einmal Gelegenheit geboten sein, ihren Standpunkt zum Ausdruck zu bringen.

c) D e r D e u t s c h e S c h u l s c h i f f - V e r e i n ,

in dessen Hauptverein und der Berliner Provinzialvereinigung unsere Gesellschaft durch unseren Vorsitzenden, Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley vertreten wird, stand im vergangenen Jahr im Zeichen des Neubaus seines dritten Schulschiffes, das wiederum eine erhebliche Erweiterung der Vereinsarbeiten bedeutet. Der Bauauftrag wurde der Firma Joh. C. Tecklenborg-Geestemünde zuteil, derselben Werft, die auch das erste Schulschiff zur allseitigen vollen Zufriedenheit geliefert hatte. Um nicht nur wie bisher während der sieben Sommermonate, sondern auch während des Winters jungen, unbefahrenen Zöglingen Ge-

legenheit zur Ausbildung zu bieten, mußte das Segelschiff einen Motor erhalten, der es schnell in klimatisch geeignete südliche Regionen fährt. Am 29. November dieses Jahres wird der Stapellauf erhofft. Nach Indienstellung dieses Schiffes werden statt wie bisher 150 künftig 400 junge Leute der deutschen Handelsflotte jährlich als Deckmannschaften zugeführt werden können.

In der kurzen Zeit seines Bestehens, seit 1900, hat der Deutsche Schulschiff-Verein bisher 1735 Seeleute ausgebildet, darunter 900 Leichtmatrosen, 376 Dampferdeckmannschaften, 285 Vollmatrosen, 164 Kadetten und 10 Schiffsköche. Außerordentlich umfangreich müssen sich jedoch die Aufgaben gestalten, die der Verein in Zukunft zu bewältigen hat. Der Niedergang der Segelschiffahrt und seine schweren Folgen für die Ausbildung des Schiffsoffiziersatzes machen es den Reedereien und der Regierung zur unabweisbaren Pflicht, beizeiten für einen Ersatz der bald hinfällig werdenden Art der Ausbildung zu sorgen. Wenn erst die letzten großen Segelschiffe auf dem Ozean verschwunden sind — die bisherige Entwicklung gebietet diesen Fall als nicht zu fern ins Auge zu fassen — dann lassen sich die heute noch geltenden Prüfungsbestimmungen für Steuerleute und Kapitäne betreffend den Dienst auf Segelschiffen unmöglich mehr aufrecht erhalten. Die Ausbildung muß dann auf eine andere Grundlage gestellt werden, und aller Voraussicht nach wird der Schulschiff-Verein in die Lage kommen, mit seinen Einrichtungen mit seiner Erziehung maßgebend für die Ausbildung aller Seeleute in die Bresche zu springen. Ob dieser Fall eintreten wird, hängt natürlich von vielen anderen Momenten, nicht zum wenigsten von der Entscheidung unserer Regierung und unserer Reedereien ab. Jedenfalls wird es der Schulschiff-Verein nach seinen bisherigen Verdiensten niemals daran fehlen lassen, sich solchen Aufgaben mit seinen besten Kräften zu widmen und alles daran zu setzen, daß Deutschland auch in der Tüchtigkeit seiner Seeleute anderen Nationen vorangeht.

d) Die Illustrierten Technischen Wörterbücher in sechs Sprachen

haben im letzten Jahre dank dem einmütigen Zusammengehen der angesehensten technischen Verbände unter Führung der Verlagsbuchhandlung und der in den Händen des Herrn Ingenieur Schломann liegenden Redaktion tatkräftige Förderung erfahren. Zehn Bände der Wörterbücher waren bereits selbständig auf Veranlassung des Verlages seit 1905 im Buchhandel erschienen. Der elfte Band, das Eisenhüttenwesen betreffend, wurde im Mai d. J. dem Ausschuß überreicht. Hierzu gesellen sich die zurzeit in Arbeit befindlichen Bände, welche die

hydraulischen und pneumatischen Maschinen, die Konstruktionen des Hoch- und Tiefbaues sowie die Textiltechnik betreffen. Zur Bearbeitung stehen in Aussicht die Bände 15 bis 30, behandelnd u. a. die Gebiete des Bergbaues, der Bearbeitungsmaschinen, des Hafen- und Kanalbaues und, was für uns von besonderer Wichtigkeit ist, des Schiffbaues in Verbindung mit dem Schifffahrtswesen. Die Fertigstellung der noch ausstehenden 19 Bände wird schätzungsweise 9 bis 14 Jahre erfordern. Etwa 140 000 Fachausdrücke würden die fehlenden Bände zu umfassen haben, eine gewaltige Aufgabe, an deren lückenloser Durchführung die Technik ohne Rücksicht auf die Zahl der abzusetzenden Exemplare oder auf den wirtschaftlichen Erfolg aus wissenschaftlichen und praktischen Gründen ein hervorragendes Interesse hat.

Für die Redaktionskosten, auf welche auch die Unterhaltung eines mit 20 Angestellten besetzten Bureaus sowie die Ausgaben für mehr als 1100 auswärtige Mitarbeiter entfallen, waren an freiwilligen Beiträgen von den interessierten technischen Verbänden bis Sommer 1913 rund 130 000 Mark gezeichnet. Die an die Regierungen gerichteten Eingaben sind offiziell noch unbeantwortet; persönliche Besprechungen lassen aber auch von dieser Seite einen günstigen Ausgang erwarten. Die Schiffbautechnische Gesellschaft überwies dem Ausschuß im August dieses Jahres ihre erste Jahresrate in Höhe von 1000 Mark und sicherte ihm eine Unterstützung in derselben Höhe noch für die nächsten Jahre zu.

e) Der fünfte deutsche Seeschiffahrtstag,

die gemeinsame Tagung des Deutschen Nautischen Vereins und des Verbandes deutscher Seeschiffvereine, trat am 31. März und 1. April in Berlin unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Kommerzienrat A. Schultze in der Handelskammer zusammen. Auf seiner Tagesordnung befanden sich eine Anzahl nicht nur für die deutsche Reederei, sondern auch für technische Kreise, für die Regierungen und Behörden bedeutungsvolle Angelegenheiten. Besondere Beachtung fand der Vortrag des Herrn Direktor Huldermann-Hamburg über die „Lage der Seeschiffahrt“.

f) Stereophotogrammetrische Messung von Meereswellen.

Der 1. Maschinist des Dampfers „Salatis“ der Kosmos-Linie, Herr Johansen, hat im vergangenen Jahre mit gewöhnlichen Apparaten bei schwerem Wetter erfolgreiche photographische Aufnahmen von überkommenden Seen an Bord gemacht und Herrn Professor Laas-Charlottenburg gebeten, ihm seine

Apparate zur stereophotogrammetrischen Messung von Meereswellen für eine Fahrt nach Chile zu überlassen. Herr Professor Laas ließ daraufhin die Apparate instandsetzen, mit inzwischen wünschenswert gewordenen Verbesserungen versehen und Herrn Johannsen in alle Schwierigkeiten ihrer Benutzung einführen. Zur Deckung der durch die Ausbesserung der Apparate entstandenen Unkosten bewilligte der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft eine einmalige Beihilfe von 600 Mark. Die Abreise des Herrn Johannsen nach Südamerika erfolgte im August 1913. Nach seiner Rückkehr im nächsten Jahre wird die Ausmessung der Aufnahmen von dem Königl. Institut für Meereskunde in Berlin vorgenommen werden.

Kundgebung des Allerhöchsten Protektors.

Auf die wie alljährlich so auch diesmal wieder im Auftrag Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg erfolgte Übersendung unseres letzten Jahrbuches an Seine Majestät den Kaiser lief folgendes Dankschreiben ein:

Berlin im Schloß,
den 13. Februar 1913.

Durchlauchtigster Fürst,
freundlich geliebter Vetter und Bruder!

Euere Königliche Hoheit haben als Ehrenvorsitzender der Schiffbautechnischen Gesellschaft Mir im Namen dieser Vereinigung wiederum zu Meinem Geburtstage mit wärmsten Glück- und Segenswünschen zugleich das letzte Jahrbuch der Gesellschaft übermittelt.

Es war eine Freude, diese Aufmerksamkeit entgegennehmen zu können, und Ich spreche Euerer Königlichen Hoheit und der Gesellschaft Meinen herzlichen Dank aus. Mit den Gesinnungen unveränderlicher Hochachtung und Freundschaft verbleibe Ich

Euerer Königlichen Hoheit
freundwilliger Vetter und Bruder

gez. Wilhelm
I. R.

An des Großherzogs von Oldenburg Königliche Hoheit.

LORD KELVIN.

Zu Ehren des im Jahre 1907 gestorbenen Ingenieurs und Naturforschers Lord Kelvin wurde auf Anregung der Institution of Civil-Engineers in London unter Beihilfe der Institution of Naval Architects und weiterer angesehener englischer und nordamerikanischer technischer Verbände in der Westminster-Abtei zu London am 15. Juli 1913 ein Gedächtnisfenster errichtet, von dem wir nebenstehend eine farbige Abbildung bringen. Auch der Vorstand der Schiffbau-technischen Gesellschaft glaubte das Andenken dieses großen Gelehrten durch Beteiligung an der zur Errichtung des Fensters stattgefundenen Sammlung ehren zu müssen, nachdem von der englischen Schwestergesellschaft eine Aufforderung hierzu ergangen war.

Lord Kelvin ist in Deutschland besser unter dem Namen William Thomson bekannt. Er wurde im Jahre 1824 zu Belfast geboren, studierte zu Glasgow, Cambridge und Paris und wurde schon 1846 zum Professor der Physik an der Universität Glasgow ernannt. Elektrizität und Wärme bildeten den Hauptgegenstand seiner Forschungen. Auf dem Gebiete der Elektrizität verdient in erster Linie Erwähnung die Erfindung seiner Elektrometer, die mit der größten Genauigkeit den elektrischen Zustand der Atmosphäre anzeigen, und sein Spiegelgalvanometer, das in der Geschichte der unterseeischen Telegraphie Epoche machte. Thomson erwarb sich hervorragende Verdienste um die erfolgreiche Legung und Benutzung des ersten atlantischen Kabels im Jahre 1866. Eine von ihm konstruierte Form des Schiffskompasses mit geringer Deviation hat große Verbreitung gefunden. Er erfand auch eine Tiefseesonde und beschäftigte sich zuletzt mit der Durchbildung elektrotechnischer Meßinstrumente. Im Jahre 1890 wurde er zum Präsidenten der Königlichen Gesellschaft, 1892 zum Lord Kelvin ernannt.

Dem Verständnis der nebenstehenden Abbildung mögen folgende Erläuterungen dienen:

Das Fünfblatt oben am Fenster mit Löwe, Schwan und Antilope ist Bestandteil des Wappens König Heinrichs V. (gestorben 1422). Die Hauptfigur links stellt ihn selbst dar, rechts seinen Zeitgenossen, den Abt William Colchester. Auf dem Baldachin über Heinrich V. befindet sich eine Darstellung seiner Krönung, und über dem Abt die Schilderung eines Besuches, den der König am Todestage seines Vaters dem damaligen Westminsterkloster abstattete. Bald nach seiner Thronbesteigung erbaute er die Abtei.) Die Figuren darüber sind religiösen



FENSTER IN DER WESTMINSTER-ABTEI

GESTIFTET 1913 ZUM GEDÄCHTNIS AN

LORD KELVIN (WILLIAM THOMSON).

Motiven aus der Zeit Heinrichs V. entnommen. Unterhalb der beiden Hauptfiguren halten Engel eine Tafel mit der Inschrift:

In Memory of Baron Kelvin of Largs,
Engineer, Natural Philosopher. B. 1824. D. 1907.

Darunter steht links das Wappen der Universität Glasgow, rechts dasjenige von Lord Kelvin.

Gedenktage.

Am 16. Juni 1913 beging Seine Majestät der Deutsche Kaiser das Fest seines 25 jährigen Regierungsjubiläums. Zur Erinnerung an diesen denkwürdigen Tag beteiligte sich die Schiffbautechnische Gesellschaft in Gemeinschaft mit dem Deutschen Motoryacht-Verband, dem Deutschen Nautischen Verein, dem Deutschen Schulschiff-Verein, dem Deutschen Segler-Verband, dem Kaiserlichen Yacht-Club, dem Norddeutschen Regatta-Verein, der Seeberufsgenossenschaft, dem Verein Deutscher Schiffswerften und dem Verein Hamburger Reeder an der Sammlung für eine Jubiläumsspende, deren Ertrag in Höhe von 75 000 Mark Seiner Majestät dem Kaiser im Königlichen Schloß zu Berlin von den Herren Geheimrat Professor Dr.-Ing. Busley, Werftbesitzer Dr.-Ing. Herm. Blohm und Generaldirektor Dr.-Ing. Ballin übergeben wurde. Seine Majestät hatte die Gnade zu bestimmen, daß diese Spende der Komodore-Stiftung überwiesen werden sollte.

Ihre Königlichen Hoheiten Prinz und Prinzessin Heinrich von Preußen feierten am 24. Mai 1913 das Fest der silbernen Hochzeit. Der Vorsitzende übermittelte telegraphisch die ehrerbietigsten Glückwünsche unserer Gesellschaft.

Herr Oberingenieur Dietze-Roßlau a. E. beging am 15. März das seltene Fest des 50 jährigen Dienstjubiläums bei der Firma Gebr. Sachsenberg A. G. und empfing telegraphisch unsere herzlichsten Glückwünsche.

VI. Bericht über die fünfzehnte ordentliche Hauptversammlung

am 20., 21. und 22. November 1913.

Der erste Tag.

Daß die Schiffbautechnische Gesellschaft an ihrer alten Werbekraft nicht nur nichts verloren, vielmehr erheblich zugenommen hat, bewies die XV. Hauptversammlung, welche in üblicher Weise wieder in der Aula der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg am 20. und 21. November zusammentrat. Pünktlich 9 Uhr vormittags begann unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Regierungsrates Professor Dr.-Ing. Busley die Eröffnung. Kopf an Kopf drängte sich die zahlreich erschienene Besucherzahl, unter der wie im Vorjahre die Spitzen unserer kaiserlichen und königlichen Behörden und der uns befreundeten Vereine vertreten waren. Zu größtem Bedauern waren Seine Majestät der Kaiser, der Allerhöchst seine Teilnahme in sichere Aussicht gestellt hatte, im letzten Augenblick durch eine leichte Erkältung am Erscheinen verhindert. Auch Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg mußte auf ärztlichen Rat infolge einer kleineren Operation sich Schonung auferlegen und der Hauptversammlung fernbleiben. Beide Herrscher hatten die Gnade, auf die unter freudiger Zustimmung aller Anwesenden abgesandten nachstehenden Huldigungsdepeschen die folgenden Antworten zu telegraphieren:

„An des Kaisers Majestät

Potsdam.

Eurer Majestät gestatten sich die zur XV. Hauptversammlung vereinten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihr alleruntertänigstes Bedauern auszusprechen, daß Eure Majestät verhindert

sind, den heutigen Vorträgen beizuwohnen. Wir verknüpfen hiermit die Hoffnung, Euere Majestät möchten allergnädigst uns später wieder die hohe Ehre zuteil werden lassen, unsere Hauptversammlung durch die Allerhöchste Anwesenheit zu beglücken.

Schiffbautechnische Gesellschaft
Busley.“

„Seiner Königlichen Hoheit dem Großherzog von Oldenburg
Lensahn.

Eurer Königlichen Hoheit bitten die zur XV. Hauptversammlung vereinten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihre ehrerbietigsten Grüße untertänigst übermitteln zu dürfen. So lebhaft wir es bedauern, Euere Königliche Hoheit dieses Mal nicht an unserer Spitze zu sehen, ebenso lebhaft wünschen wir, daß Euere Königliche Hoheit nach überstandener Krankheit bald wieder in gewohnter Frische und Rüstigkeit zur weiteren Förderung unserer praktischen und wissenschaftlichen Ziele wirken mögen.

Schiffbautechnische Gesellschaft
Busley.“

„An die Schiffbautechnische Gesellschaft, Geheimrat Busley
Technische Hochschule
Charlottenburg.

Seine Majestät der Kaiser und König lassen für den freundlichen Gruß der Schiffbautechnischen Gesellschaft bestens danken. Allerhöchst dieselben haben sich darüber sehr gefreut und lassen erneut dem lebhaften Bedauern Ausdruck geben, durch Unpäßlichkeit leider verhindert zu sein, den heutigen interessanten Vorträgen beizuwohnen.

Auf Allerhöchsten Befehl
von Plessen, Generaladjutant.

„Geheimrat Busley, Technische Hochschule
Charlottenburg.

Für die mir von den zur XV. Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft tagenden Mitgliedern übersandten Grüße, die ich herzlich erwidere, und für die guten Wünsche zur Wiederherstellung meiner Gesundheit sende ich meinen besten Dank und hoffe, daß die Tagung zu voller Befriedigung verläuft.

Friedrich August
Großherzog von Oldenburg.“

Als erster Redner eröffnete Herr Direktor Dr. Bauer-Hamburg mit seinem Vortrag über „Neuere Erfahrungen und Bestrebungen im Schiffsturbinenbau“ den Reigen der Vorträge. Seine Ausführungen, die mit rückhaltloser Offenheit die brennende Frage des besten Übersetzungsgetriebes für Schiffsturbinen zum Gipfelpunkt erkoren, fanden ein dankbares Publikum, das am Schluß des Vortrages mit seinem Beifall nicht kargte.

Die Diskussion gestaltete sich zu eindruckvollen Kundgebungen teils für, teils gegen die Vorzüge des von Herrn Dr. Bauer empfohlenen Foettinger-Transformators. In reizvoller Abwechslung trugen die Herren Zivilingenieur Roth-Elbing, Fregattenkapitän a. D. Frommann-Berlin, Baumeister a. D. Schulthes-Berlin, Generaldirektor Boveri-Baden (Schweiz), Direktor Dr.-Ing. h. c. Eggers-Kassel und Direktor Regenbogen-Kiel ihre voneinander abweichenden Standpunkte vor. Nachdem Herr Direktor Dr. Bauer in seinem Schlußwort in wohlgesetzter, sachlicher Rede erwidert hatte, dankte der Vorsitzende dem Herrn Autor im Namen der Versammlung.

Der folgende Vortrag des Herrn Direktor Dr. Weidert-Friedenau behandelte unter Erweiterung des gedruckten, ursprünglich in Aussicht genommenen Themas: „Entwicklung und Konstruktion der Unterseeboot-Sehrohre“ die von Jahr zu Jahr an Bedeutung gestiegenen, in der Marine verwendeten optischen Apparate. Der Herr Verfasser, selbst Leiter einer unserer ersten optischen Großbetriebe, hatte zur Veranschaulichung seiner hochinteressanten Erläuterungen vor dem Vorstandstisch eine förmliche Ausstellung der an Bord gebräuchlichsten Schapparate veranstaltet. Im Lichthof der Aula war ein Entfernungsmesser mit etwa 10 m Basislänge aufgestellt, wie er in der russischen Marine für Panzertürme und Küstenstationen gegenwärtig zur Einführung gelangt. Freundliche und dankbare Aufnahme fanden auch diese Darbietungen in der Versammlung. Eine Diskussion fand nicht statt.

Den dritten Vortrag über: „Beziehungen zwischen See- und Luftschiffbau“ in der Versammlung zu halten, war dem Autor, Herrn Marinebaumeister Pietzker-Berlin, durch ein tragisches Geschick leider nicht vergönnt. Wenige Stunden vor Fertigstellung dieser seiner letzten Arbeit verunglückte Herr Baumeister Pietzker tödlich beim Absturz des Marineluftschiffes „L. 2“. Herr Marinebaumeister Schlichting-Berlin übernahm die dankbare Aufgabe, den Nachlaß seines verstorbenen Freundes und Fachgenossen zu verlesen.

In pietätvoller Rücksicht auf den Toten unterblieb eine Diskussion. Das Schlußwort des Herrn Vorsitzenden gestaltete sich vielmehr zu einer stimmungs-

vollen Trauerfeier für den so jäh Dahingerafften. Herr Geheimrat Busley würdigte die Arbeit des genialen Verfassers als ein Vermächtnis an die Schiffbautechnische Gesellschaft, und die Versammlung ehrte das Andenken an den Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Nach der Frühstückspause bildete der Vortrag des Herrn Zivilingenieur M. H. Bauer-Charlottenburg über: „Harmonie der Schiffsförmern“ den Beschluß der Verhandlungen des ersten Tages. Durch neue Beobachtungen und eigene graphische Berechnungen verstand es Herr M. H. Bauer, ein altes Problem zu fördern und, unterstützt durch ein vorzügliches Lichtbildmaterial, für seine Hörer anschaulich zu gestalten. Wohlverdienter Beifall lohnte ihn am Schluß.

In die Diskussion griffen die Herren Marineoberbaurat a. D. Goecke-Düsseldorf, Geheimer Marinebaurat Krieger-Charlottenburg, Marinebaumeister Schlichting-Berlin und Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Rudloff ein. Der Vorsitzende dankte am Schluß Herrn Zivilingenieur Bauer für seine lichtvollen Darbietungen und schloß gegen 5½ Uhr nachmittags die Verhandlungen des ersten Tages.

Am Abend fand im Marmorsaale des Hauptrestaurants „Zoologischer Garten“ das Festessen statt, zu dem 435 Herren ihre Beteiligung zugesagt hatten. Nach dem vom Vorsitzenden mit Begeisterung aufgenommenen Hoch auf Seine Majestät den Kaiser sprach Seine Magnificenz der Herr Rektor Romberg-Charlottenburg, auf die Gesundheit unseres hohen Ehrenvorsitzenden, Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg. Diese Rede fand in der ganzen Tafelrunde jubelnde Zustimmung.

Der zweite Tag.

Die Verhandlungen des zweiten Tages wurden unter dem Vorsitz des Herrn Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley in herkömmlicher Weise mit der geschäftlichen Sitzung vormittags 9 Uhr eröffnet. Über ihren Inhalt unterrichtet das auf Seite 83 abgedruckte Protokoll. An dieser Stelle sei hervorgehoben, daß nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten Herr Wirkl. Geheimer Oberbaurat und Professor Rudloff den Vorsitz übernahm, um in Abwesenheit des Herrn Geheimrat Busley der Versammlung bekanntzugeben, daß der Vorstand auf Antrag der Herren Geh. Kommerzienrat Dr.-Ing. G. Sachsenberg-Roßlau und Geh. Baurat Max Krause-Berlin beschlossen habe, unseren langjährigen geschäftsführenden Vorsitzenden wegen seiner hingebenden und selbstlosen Arbeit für die Schiffbautechnische Gesellschaft durch die Verleihung der goldenen Medaille zu

ehren. Jubelnder, einhelliger Beifall begrüßte diesen Beschluß. Herr Geheimrat K r a u s e begründete seinen Antrag in herzlichen anerkennenden Worten, und Herr Geheimrat R u d l o f f gab Herrn Geheimrat Busley, nachdem er den Saal wieder betreten hatte, das freudige Ergebnis der Beschlußfassung bekannt. Für die zuge dachte Auszeichnung dankte Herr Geheimrat Busley, indem er das Ansehen, dessen sich die Schiffbautechnische Gesellschaft im In- und Ausland erfreut, in erster Linie auf die hervorragenden Vorträge unserer Mitglieder zurückführte, die uns alljährlich in so bemerkenswerter Weise zur Verfügung gestellt werden. Solange wir diese Unterstützung genießen — schloß er seinen Dank — brauchen wir uns um die Zukunft der Schiffbautechnischen Gesellschaft nicht zu sorgen.

Die Genehmigung Seiner Königlichen Hoheit unseres Ehrenvorsitzenden zu dieser Auszeichnung war Tags zuvor telegraphisch eingetroffen und lautete:

S e h r e i n v e r s t a n d e n . B e d a u e r e s o , n i c h t k o m m e n z u k ö n n e n .

Friedrich August
G. v. O.

Auch die Genehmigung unseres allerhöchsten Protektors wurde inzwischen erteilt.

Die wissenschaftlichen Verhandlungen wurden um 10 Uhr mit dem Vortrag des Herrn Dr. - Ing. T h e l e - H a m b u r g über: „D a s h a m b u r g i s c h e B a g g e r w e s e n“ wieder aufgenommen. An Hand zahlreicher, gut gelungener Lichtbilder schilderte Herr Dr. - Ing. T h e l e den Ursprung, die Entwicklung und Beschaffenheit der heutigen Baggereinrichtungen in Hamburg, die zu den größten Unternehmungen ihrer Art zu rechnen sind. Der Vortrag fand die ernsteste Beachtung aller an der Fahrbarmachung und Vertiefung unserer Flüsse und Seen interessierten Kreise, denen Herr Dr. - Ing. T h e l e mit seinem Werk zugleich eine Geschichte und Zusammenstellung der heute in unserem größten Seehafen gebräuchlichsten Baggertypen geboten hat.

„T e l e f u n k e n a n B o r d d e s „I m p e r a t o r““ lautete das Thema des von Herrn Direktor H a n s B r e d o w - B e r l i n erstatteten zweiten Vortrages. Seine Ausführungen zeugten von den unablässigen Bemühungen, denen sich die drahtlose Telegraphie zur Erhöhung der Sicherheit des Personen-transportes auf See seit Jahren unterzieht. Auch diesmal wieder gewann der Hörer wie beim ersten Vortrag, den Herr Direktor Bredow im Jahre 1910 vor unserer Hauptversammlung hielt, den Eindruck, daß die deutsche Funkentelegraphie im Kampf gegen mächtige Konkurrenten nicht nur ihre

alten Stellungen verteidigt, sondern ihren Einfluß in der Welt dank der Güte ihres Personals und Materials ständig ausdehnen konnte. Diese Hoffnung befestigte in der nachfolgenden Diskussion Herr Konreadmiral a. D. Emsmann-Berlin, der über die neuesten, erfreulichen Fortschritte des von ihm geleiteten deutschen Hochfrequenzsystems interessanten Aufschluß bot.

Der nächste Vortrag des Herrn Professor Dr.-Ing. Gumbel über: „Das Problem des Schraubenpropellers“ behandelte ein Gebiet, das wegen der eigenartigen theoretischen Betrachtungsweise des Herrn Verfassers nur für wenige Kenner nicht Neuland darstellen dürfte. Mit zwingenden Schlußfolgerungen wies Herr Dr.-Ing. Gumbel zum ersten Male nach, daß die Grundgleichungen des Schraubenpropellers identisch sind mit den Grundgleichungen des Turbinenbaues. Die aus dieser Überlegung zunächst rein theoretisch gewonnenen Resultate vermochte der Gelehrte mit den praktischen Erfahrungen aus Schraubenversuchen einwandfrei in Einklang zu bringen.

In wie hohem Maße diese Theorie das Aufsehen aller Sachverständigen hervorrief, bewies die eifrige Diskussion, an der sich nicht weniger als acht Herren beteiligten. Die Herren: Professor Krainer-Charlottenburg, Professor Dr.-Ing. Reißner-Charlottenburg, Professor Lorenz-Danzig, Oberingenieur Wagner-Berlin, Bau- rat Beyerhaus-Charlottenburg, Dipl.-Ing. Schaffran-Berlin, Professor Dr.-Ing. Bendemann-Berlin, Dr. phil. Wagner-Stettin — sie alle würdigten die Ausführungen ihres gelehrten Herrn Vorredners in wohlwollender, sachlicher Kritik. Herr Geheimrat Professor Flamm-Charlottenburg benutzte mit Erlaubnis des Vorstandes als letzter Diskussionsredner die Gelegenheit, über eine von ihm gemachte Erfindung vorzutragen, welche die grundaufwühlende Wirkung der Schraubenpropeller von Kanaldampfern zum Gegenstand hat.

Die beiden letzten Vorträge der Herren Zivilingenieur Ludwig Benjamin-Hamburg über: „Das Maß der Stabilität der Schiffe“ und Dr.-Ing. Commentz-Hamburg über: „Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen“ behandelten ein Thema, welches bereits auf unserer vorjährigen Hauptversammlung eifrig umstritten wurde. Beide Arbeiten bezeugen die Möglichkeit weiterer Erwägungen auf diesem wichtigen Gebiet. Herrn Zivilingenieur Benjamins Vorschlag gipfelt in der Forderung der Benutzung der „dynamischen Wegkurve“, während Herr Dr.-Ing. Commentz der Versammlung eine neue, auf hoher See

anwendbare Methode für Messungen und Berechnungen der Anfangsstabilität unterbreitete.

In der Diskussion erörterten die Herren Dipl.-Ing. Wrobbel-Hamburg, Dr.-Ing. Waldmann-Danzig, Ingenieur Liddel-Berlin, Dr.-Ing. Probst-Hamburg und Geh. Marinebaurat Krieger-Berlin wertvolle neue Gesichtspunkte für die Beurteilung beider Vorträge.

Die wissenschaftlichen Verhandlungen der XV. Hauptversammlung hatten hiermit ihr Ende erreicht. Um 6 $\frac{1}{4}$ Uhr abends schloß der Herr Vorsitzende die Tagung mit Worten der Anerkennung für die Herren Redner und Zuhörer, die ihr Interesse bis zu so vorgerückter Zeit bewiesen hatten.

Der dritte Tag

war technischen Ausflügen gewidmet. Auf Wunsch Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg hatte mit gütiger Erlaubnis des Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Josse-Charlottenburg der I. Maschinist der Großherzoglichen Yacht „Lensahn“, Herr Nowacki, eine von ihm konstruierte Luftpumpe im Maschinenbaulaboratorium der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg ausgestellt, die am Sonnabend, den 22. November, vormittags 10 Uhr, von etwa 100 Herren besichtigt wurde. Im Anschluß hieran fand um 11 Uhr ein etwa 1 $\frac{1}{2}$ stündiger Besuch der technischen Abteilung der Physikalisch-technischen Reichsanstalt statt, an dem sich wohl 150 Mitglieder beteiligten. Herr Geheimer Regierungsrat Prof. Dr. Hagen hatte mit mehreren seiner Herren Assistenten die Führung der Besucher in Gruppen zu etwa je 20 Herren übernommen. Über die gewonnenen Eindrücke berichtet das Kapitel „Besichtigungen“ am Schlusse dieses Bandes.

VII. Protokoll

der geschäftlichen Sitzung der XV. ordentlichen Hauptversammlung
am Freitag den 21. November 1913, vormittags 9 Uhr.

Entsprechend dem § 23 der Satzung enthält die Tagesordnung folgende 9 Punkte:

1. Vorlage des Jahresberichts.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1912.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Antrag des Vorstandes anlässlich der fünfzehnten Hauptversammlung: Erlaß des Eintrittsgeldes für diejenigen Herren, welche zwischen der Hauptversammlung 1913 und dem 1. Januar 1914 ihren Beitritt zur Schiffbautechnischen Gesellschaft erklären.
5. Ergänzungswahlen des Vorstandes. Es sind zu wählen:
Drei fachmännische und zwei nichtfachmännische Beisitzer.
6. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1913.
7. Anträge der Mitglieder.
8. Sommerversammlung 1914.
9. Sonstiges.

Getagt wurde unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley und in Gegenwart von anfänglich etwa 120 Gesellschaftsmitgliedern, die gegen das Ende der Sitzung auf etwa 200 angewachsen waren.

1. Nach Eröffnung der Sitzung genehmigt die Versammlung den mit den Vorträgen bereits versandten Geschäftsbericht 1913. Auf seine Verlesung wird verzichtet. Nur die Namen der verstorbenen Mitglieder gibt der Geschäftsführer bekannt. Zu Ehren der Toten erhebt sich die Versammlung.

2. Darauf erstattet Herr Wirkl. Geh. Oberbaurat H o b f e l d - Berlin den Bericht der Rechnungsprüfer für 1912 und empfiehlt die Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes und des Geschäftsführers von der Geschäftsführung des Jahres 1912. Die Entlastung wird einstimmig genehmigt.

3. Die Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder erfolgte bereits unter Punkt 1.

4. Auf Antrag des Vorstandes beschließt die Versammlung anläßlich des 15 jährigen Bestehens der Schiffbautechnischen Gesellschaft den Erlaß des Eintrittsgeldes für diejenigen Herren, welche zwischen der Hauptversammlung 1913 und dem 1. Januar 1914 ihren Beitritt erklären.

5. Zur Neuwahl stehen laut Tagesordnung drei fachmännische Beisitzer und zwei nichtfachmännische Beisitzer. Der Vorstand beantragt die Wiederwahl der ausscheidenden Herren: Geheimrat Sachsenberg, Geheimrat Flohr, Geheimrat Schultze und Konsul Ed. Woermann. An Stelle des verstorbenen Vorstandsmitgliedes Herrn Dr.-Ing. Schlick beantragt der Vorstand die Wahl des Herrn Kgl. Baurat Dr.-Ing. Claussen-Geestemünde. Auf Vorschlag des Herrn Professor Dieckhoff-Hamburg beschließt die Versammlung einstimmig und ohne Widerspruch, dem Antrag des Vorstandes stattzugeben. Die gewählten Herren nehmen die Wahl dankend an.

6. Die bisherigen Rechnungsprüfer, Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben und Herr Direktor Blümeke, werden ebenfalls von der Versammlung einstimmig wiedergewählt und nehmen die Wiederwahl dankend an.

7. Herr Geheimrat Dr.-Ing. Flohr-Hamburg berichtet über einen Antrag des Herrn Professor Krainer-Charlottenburg, der eine von ihm geplante schiffbautechnische Zeitschrift als „Organ der Schiffbautechnischen Gesellschaft“ bezeichnen möchte. Der Vorstand bittet diesen Antrag aus praktischen und ideellen Gründen abzulehnen. Nach längerer Debatte, an welcher die Herren Professor Krainer, Oberingenieur Dr. Scholtz-Hamburg, Geheimrat Flamm, Geheimrat Krieger und Direktor Rosenberg teilnehmen, wird die Ablehnung des Antrages mit großer Mehrheit beschlossen.

8. Der Vorsitzende gibt in großen Zügen das Programm für die vom 26. bis 29. Mai 1914 in Stuttgart und am Bodensee in Aussicht genommene Sommerversammlung bekannt. Die Versammlung erklärt sich hiermit einverstanden. Wegen der in letzter Stunde aufgetretenen Schwierigkeiten betreffend die Erlaubnis zur Besichtigung der Friedrichshafener Luftschiffwerft wird dem Vorstand die Genehmigung erteilt, nötigenfalls die Sommerversammlung 1914 auch nach Malmö zu verlegen, wo um diese Zeit eine große baltische Ausstellung stattfindet.

9. Unter „Sonstiges“ benachrichtigt der Vorsitzende die Mitglieder von der seitens mehrerer nordamerikanischer Ingenieurvereine erfolgten Einladung unserer Mitglieder zum „Internationalen Ingenieurkongreß“ in St. Francisco anläßlich der Eröffnung des Panamakanals im Jahre 1915. Diejenigen Herren, welche an dem Kongreß teilzunehmen wünschen, werden gebeten, sich möglichst bald bei unserer Geschäftsstelle zu melden, die ihnen weitere Einzelheiten des Programms übermitteln wird.

Ein Schreiben des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes betreffend Erprobung von Lagermetallen wird mit dem Ersuchen bekanntgegeben, daß sich Interessenten direkt an Herrn Geheimen Baurat Max Krause, Berlin N, Chausseestraße 13, wenden möchten.

Nach Erledigung der Tagesordnung übernimmt der stellvertretende Vorsitzende, Herr Wirkl. Geh. Oberbaurat und Professor R u d l o f f, den Vorsitz. Nachdem Herr Geheimrat Busley den Saal verlassen hatte, stellte Herr Geh. Baurat Max K r a u s e den Antrag, Herrn Geh. Regierungsrat Prof Dr.-Ing. Busley wegen seiner hingebenden und selbstlosen Arbeit für die Schiffbautechnische Gesellschaft die „Goldene Medaille“ zu verleihen. Diesem Antrag wird von der Versammlung jubelnd und einstimmig zugestimmt.

Mit seinem Dank für diese Ehrung schließt der Vorsitzende, Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley, die Sitzung um 10 Uhr 10 Minuten vormittags.

C h a r l o t t e n b u r g, den 21. November 1913.

V. g. u.

B u s l e y,
Vorsitzender.

H o c h s t e t t e r,
Schriftführer.

VIII. Unsere Toten.

Gefühle der Wehmut und Sehnsucht überkommen uns an der Bahre der vielen ausgezeichneten Männer, die im letzten Jahre der Tod uns entriß. Wohl niemals klafften die unserer Gesellschaft geschlagenen Wunden tiefer als beim Anblick der teuren Namen, die wir hinfort nicht mehr in unseren Listen führen können. Zu Ehren folgender Toten veröffentlichen wir die Lebensläufe:

Heinrich Achgelis, Fabrikbesitzer, Geestemünde.

Julius Althof, Fabrikdirektor, Magdeburg.

Rudolf Diesel, Dr.-Ing. h. c., Zivilingenieur, München.

Otto Gannott, Rechnungsrat im R. M. A., Berlin.

Gustav Henke, Schiffsmaschinenbauingenieur, Elbing.

Fritz v. Hollmann, Exzellenz, Staatssekretär a. D., Berlin.

R. Holtz, Werftbesitzer, Harburg.

Theodor Kampffmeyer, Baumeister, Berlin.

H. Lilliehöök, Chefkonstrukteur der Kgl. Schwed. Marine, Stockholm.

Joh. Müller, Schiffbauingenieur, Stettin.

F. Pietzker, Marinebaumeister, Berlin.

Fr. A. Roters, Obergeringenieur, Harburg.

Otto Schlick, Dr.-Ing., Konsul, Hamburg.

Bernhard Schuchardt, Kgl. Norweg. Generalkonsul, Kommerzienrat, Berlin.

E. Siebert, Kommerzienrat, Direktor, Danzig.

Adolf Slaby, Dr.-Ing., Dr. phil., Prof., Geh. Reg.-Rat, Berlin.

August Wagener, Hochschulprofessor, Danzig.

HEINRICH ACHGELIS

wurde am 2. Juni 1845 als ältester Sohn des Hof- und Ziegeleibesitzers Martin Achgelis geboren. Den ersten Unterricht erhielt er von Hauslehrern. Mit elf Jahren kam er auf die höhere Bürgerschule in Oldenburg und arbeitete nach Absolvierung derselben praktisch $11\frac{1}{2}$ Jahre lang. Nachdem er sich in Göttingen für die Technische Hochschule vorbereitet hatte, studierte er mehrere Semester in Hannover, trat als junger Ingenieur einige Monate bei der Eisengießerei Gebrüder Propfe in Hildesheim in Stellung und war von 1869 bis 1870 auch in Berlin tätig.

Im Jahre 1865 hatte sein Vater die jetzige Maschinenfabrik und Eisengießerei M. Achgelis & Söhne in Geestemünde erworben. Nach seiner Rückkehr aus Berlin trat Heinrich Achgelis in das Geschäft seines Vaters, das er nach dem Tode desselben im Jahre 1881 mit seinem jüngeren Bruder Gustav zusammen übernahm. In vielen Jahren rastloser Arbeit hat er das Werk aus kleinen Anfängen zu einem der leistungsfähigsten an der deutschen Nordseeküste ausgebaut. Die Fabrik befaßt sich hauptsächlich mit der Herstellung von Dampfkesselschrauben, Rudermaschinen und Ladewinden und erfreut sich in Werft- und Reederkreisen besten Rufes.

Mitten aus voller Tätigkeit wurde Heinrich Achgelis durch einen Herzschlag am 5. September dem Leben entrissen.

JULIUS ALTHOF,

am 13. November 1856 in Sonneberg (Sachsen-Meiningen) geboren, besuchte zunächst die Schule seiner Vaterstadt, trat später in das Realgymnasium zu Detmold und im Jahre 1871 in das Realgymnasium zu Meiningen, wo er Ostern 1876 das Abiturium bestand. Nach beendeter Schulzeit studierte er bis zum Jahre 1880 an der Gewerbeakademie in Berlin, arbeitete danach fünf Jahre lang in dem Zeichenbureau der Märkisch-Schlesischen Maschinen- und Hüttenbau A. G., der späteren Schiffs- und Maschinenbau A. G. „Germania“ in Tegel, und kam Anfang 1886 als Betriebsingenieur zu H. Gruson nach Magdeburg-Buckau. Nach mehrjähriger erfolgreicher Tätigkeit gab er Ende 1891 diese Stellung auf, um seine Kenntnisse in Amerika zu vervollkommen. Nachdem er zwei Jahre lang im Zeichenbureau der „De La Vergne Refrigerating Machine Co.“ gearbeitet hatte, kehrte er wieder nach Deutschland zurück und trat im September 1894

in die Dienste der Armaturen- und Patronenfabrik Polte in Magdeburg-Sudenburg. Hier wurde er im Mai 1906 Direktor und leitete die Fabrik seit dem 1911 erfolgten Tode ihres Gründers im Namen der Erben nicht nur technisch, sondern auch kaufmännisch weiter, bis er am 5. Juni in St. Blasien im Schwarzwald im Alter von 56 Jahren nach kurzem Leiden starb.

RUDOLF DIESEL.

Rudolf Diesel wurde am 18. März 1858 zu Paris geboren. Seine Eltern waren von Bayern nach Frankreich ausgewandert, um dort kleineren industriellen Unternehmungen nachzugehen. Diesels Mutter, eine Nürnbergerin, war eine Frau von hervorragender Bildung und Klugheit, und es scheint, daß Diesel nicht nur in seinem Charakter, seiner Begabung und seinem praktischen Empfinden, sondern auch in seinen Gesichtszügen vor allem seiner Mutter ähnlich war.

Bis zu seinem Eintritt in eine französische Privatschule lernte der kleine Diesel von seinen Eltern nur die deutsche Sprache und wurde zunächst von seinen Mitschülern verspottet, da er nicht französisch verstand. Er paßte sich indessen bald französischem Wesen und der französischen Sprache an, so daß er beim Ausbruch des deutsch-französischen Krieges 1870 lebhaft die Begeisterung seiner kleinen Klassengenossen mitempfand. In den Schulferien und später, wenn er seine Eltern von Deutschland aus in Paris besuchte, verbrachte er seine freie Zeit im „Conservatoire des Arts et Métiers“, um Maschinen zu studieren und zu skizzieren. Wenn Diesel später erzählte, seine Berufswahl habe sich aus seinem Erziehungsgang und dem Wunsche seiner Eltern ergeben, und er würde sich mit derselben Liebe irgendeinem anderen Berufe gewidmet haben, so scheint doch der häufige Besuch des Pariser Museums auf eine früh erwachte Neigung zur Technik hinzudeuten.

Im Kriegsjahre 1870 wies man die Familie Diesel, wie alle Deutschen, aus Paris. Sie begab sich nach London. Rudolf Diesel selbst blieb nur wenige Monate in England; denn seine Eltern, besorgt um seine weitere Ausbildung, schickten ihn noch während des Krieges auf die Augsburger Realschule. Die lange, durch Truppentransporte oft unterbrochene Reise mußte der zwölfjährige Diesel ganz allein unternehmen.

In Augsburg absolvierte er mit Auszeichnung die Realschule und die Industrieschule. In seiner Vorliebe für Mathematik und deren Anwendungen, die er schon früh zeigte, wurde er durch seinen Pflegevater, Professor Barnickel,

den Lehrer für Mathematik an jenen Anstalten, gefördert. Nach dem Plane seiner Eltern sollte er von der Industrieschule aus als Techniker in die Praxis treten. C. M. von Bauernfeind indessen, der Begründer und langjährige Rektor der Münchener Technischen Hochschule, der als Staatskommissar die Prüfung an der Industrieschule beaufsichtigte und dem der junge Diesel auffiel, veranlaßte ihn zu höherem Studium und unterstützte ihn dabei mit Rat und Tat. Die durch G. Zeuner damals begründete Wissenschaft der Thermodynamik bildete, unter dem Einfluß seines Lehrers, Professor von Linde, Diesels vornehmstes Studiengebiet, und 1879 konnte er nach glänzend abgelegter Prüfung die Hochschule verlassen. Als Mitarbeiter von Lindes, bei dessen Unternehmungen für Eis- und Kühlmaschinen, fand Diesel einen ihm zusagenden Wirkungskreis, und nach einer kurzen Zeit praktischer Vorbereitung in der Maschinenfabrik von Gebrüder Sulzer in Winterthur übernahm er bald die selbständige Leitung der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen in Paris. Hier fand er auch 1883 seine Lebensgefährtin, Fräulein Flasche aus Remscheid, der es vorbehalten war, an seiner Seite die Entstehung einer weltbewegenden Erfindung mit zu erleben. Noch in den Pariser Jahren kamen die drei Kinder Diesels, zwei Söhne und eine Tochter, zur Welt.

Schon in den Studienjahren hatte Diesel den Entschluß gefaßt, einen Motor mit hoher Brennstoffausnutzung herzustellen. Er trat daher, um sich die notwendige freie Zeit für seine wissenschaftlichen Untersuchungen und praktischen Vorversuche zu verschaffen, aus seiner damaligen Stellung aus, etablierte sich in Paris als Zivilingenieur, behielt als solcher die Vertretung der Lindeschen Gesellschaft und wirkte als beratender Ingenieur bei einer Reihe industrieller Unternehmungen, besonders bei der Errichtung von Großbrauereien, Alkoholfabriken und verschiedenen Unternehmungen des Herrn Baron Hirsch. Die reichlichen Mittel, welche sich Diesel in dieser vielseitigen Beschäftigung erwarb, verwendete er zur Gründung eines eigenen Laboratoriums. Hier fanden die Vorversuche und der Bau mehrerer Motoren statt, die ihn nach und nach auf sein endgültiges Verfahren brachten, das ihm 1890 soweit praktisch verwertbar erschien, daß er der Industrie damit näher treten durfte. In der Ansicht, daß hierfür Deutschland ein günstigerer Boden sei als Paris, übersiedelte er nach Berlin, wo er als Leiter der Filiale der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen mit der deutschen Industrie Fühlung bekam.

Im Jahre 1893 erschien als Resultat seiner langjährigen Forschungen und Studien die Schrift „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors“. Die Gutachten von Fachleuten wie Linde, Schröter und Zeuner, die finanzielle und praktische Unterstützung der Firmen Fried. Krupp und Maschinenfabrik

Augsburg veranlaßten Diesel, sich bald an die Versuche zur Umsetzung seiner Ideen in die Wirklichkeit zu begeben. Geleitet von der festen Zuversicht auf günstigen Erfolg gelang es Diesel, aller Enttäuschungen, Entmutigungen und Gefahren im Laufe einer, wie er selber sagte, unerhörten Leidenszeit Herr zu werden und in den Werkstätten der Maschinenfabrik Augsburg im Jahre 1897 den ersten betriebssicheren, nach ihm benannten Wärmemotor aufzustellen. Wie er diesen Motor erfand, welche Widerstände seine hochfliegenden Ideen im Kampf mit der Wirklichkeit, der rohen, zähen Materie und den manchmal noch viel feindlicheren Menschen zu überwinden hatten, schilderte Rudolf Diesel zum erstenmal im November 1912 in seinem Aufsehen erregenden Vortrag auf der Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft. In kurzen, denkwürdigen Betrachtungen kam Diesel hier auf die menschliche Seite seiner Erfindertätigkeit zu sprechen, vielleicht in der Hoffnung, die Werke des Ingenieurs, sein Streben und Leiden, auch dem Gemütsleben seiner Zeitgenossen begreiflich zu machen.

Die erstaunlichen, wenn auch von Rückschlägen nicht verschont gebliebenen Erfolge seiner Maschine machten Diesel in kurzer Zeit zu einem berühmten Manne. Aus vielen Ländern ergingen an ihn Lizenzanträge, die sicheren Gewinn abwarfen. Sie ermöglichten Diesel, sich in München, wo er sich im Jahre 1901 ein Haus erbaut hatte, seinen vielseitigen anderen wissenschaftlichen Neigungen zu überlassen. Vornehmlich waren es soziale und wirtschaftliche Probleme, die seinen regen Geist damals beschäftigten. Im Jahre 1903 veröffentlichte er als Ergebnis dieser Forschungen eine kleine, aber inhaltsreiche Schrift, betitelt: „Solidarismus, natürliche wirtschaftliche Erlösung des Menschen.“ In tiefdurchdachten, klar erfaßten Betrachtungen giebt er hier eine neue Lösung des uralten Problems der Versöhnung von Kapital und Arbeit. Sozialwissenschaftliche Studien fesselten ihn bis ans Ende seines Lebens, doch kam er nicht mehr dazu, seine ersten Arbeiten auf diesem Gebiete zu erweitern und zu verwirklichen.

Inzwischen hatte der Dieselmotor seinen Siegeslauf über die Welt begonnen. Diesel blieb stets im Zusammenhange mit der Weiterentwicklung seiner Erfindung. In seinen Büros wurden die ersten Dieselmotoren konstruiert, seiner Initiative und seinem Zusammenarbeiten mit der Firma Gebr. Sulzer und Herrn Oberbaurat Klose verdankt auch die erste Diesellokomotive ihre Entstehung.

[Der Triumph seiner Erfindung, die ihm zuteil gewordenen Ehrungen durch wissenschaftliche Vereinigungen des In- und Auslandes, der reiche Beifall, den er bei allen seinen Vorträgen fand, die Eindrücke seiner Reisen nach England

und Amerika, die wahren Triumphfahrten glichen — alles dies entschädigte Diesel für die zähen und erbitterten Anfeindungen, die er von mancher Seite erlitt.

Es ist eine Tatsache von tiefer Tragik, daß in einer Zeit, in welcher jeder Tag beinahe Diesel neue Ehrungen brachte, ihn unglückliche finanzielle Unternehmungen in schwerer Sorge hielten. Verfehlte Grundstücksoperationen haben den Keim zu seinem wirtschaftlichen Zusammenbruch gelegt. Sie und das Mißgeschick, das manches seiner industriellen Unternehmungen betraf, beweisen auf das schlagendste, daß Diesel nicht immer der geschickte Kaufmann gewesen sein kann, als den ihn seine Gegner gerne hinzustellen beliebten. Die erstaunliche Selbstbeherrschung, mit welcher er in den letzten Jahren seinen Geschäften und gesellschaftlichen Verpflichtungen nachging, ließ seine Angehörigen nichts von den Kämpfen ahnen, welche er in seinem Innern durchfochten haben muß. Im Sommer 1913 klagte er über Herzkrämpfe und über ein allgemeines Nachlassen seiner Gesundheit. Die finstersten Gedanken und Befürchtungen mögen in ihm Platz gegriffen haben, welche nur denen, die ihn kannten, verständlich sind. Diesel war, trotz seiner ungeheuren Energie, unendlich empfindsam und leidensfähig, und diese sympathische Veranlagung mochte bewirken, daß er sich die Zukunft schwärzer malte, als sie sich jemals bei seiner Berühmtheit und bei seinen Fähigkeiten hätte gestalten können.

Am 30. September 1913 wurde Diesel in der Dieselgesellschaft zu London erwartet. Er stieg am Tage vorher in Antwerpen an Bord und wurde am nächsten Morgen bei der Ankunft des Schiffes in Harwich vermißt. Zunächst stand man vor einem Geheimnis. 14 Tage später fanden Vlissinger Lotsen in der Mündung der Otschelde eine Leiche und konnten ihr trotz des heftigen Sturmes einige Gegenstände entnehmen, welche von den Angehörigen Diesels mit Bestimmtheit als sein Eigentum erkannt wurden.

Wir wissen nun, daß Diesel seinen Tod im Meere fand. Kein Mensch hat seinen Sturz von Bord mitangesehen, und wenn man vermeint, Diesel habe in einem Anfall tiefer Melancholie und Verzweiflung ein freiwilliges Ende gewählt, so schließt und glaubt man dies, ohne es beweisen zu können, aus den namenlosen Kämpfen und Sorgen, über die sein Tod rückleuchtend ergreifenden Aufschluß giebt.

OTTO GANNOTT

wurde am 11. Mai 1861 zu Stettin geboren. In Thorn, wo sein Vater Schiffbaumeister war, besuchte er die Mittelschule und empfing danach auf den Baugewerkschulen in Elmshorn und Eckernförde seine theoretische Ausbildung. Nachdem

er das Maurer- und Zimmermeisterexamen bestanden hatte, bewarb er sich um eine Anstellung im Reichsmarineamt, wo er im Jahre 1888 fest angestellt wurde und bis zu seinem Tode tätig war. Ein schweres Darmleiden, das zwei Operationen notwendig machte, zwang ihn wiederholt zur Unterbrechung seiner Tätigkeit, bis ihn der Tod am 6. März von seinem Leiden erlöste.

GUSTAV HENKE.

Am 13. Oktober verschied nach kurzem schweren Leiden der Ingenieur **Gustav Henke**. Als Sohn des Besitzers Friedrich Henke am 25. August 1862 in Hähnichen (Schlesien) geboren, widmete er sich nach beendeter Schulzeit der praktischen technischen Ausbildung bei der Firma R. Raupach in Görlitz. Seine theoretische Ausbildung erhielt er in den Königl. Sächsischen Staatslehranstalten zu Chemnitz in den Jahren 1889/90. Seine Leistungen waren so vorzüglich, daß ihm wiederholt Auszeichnungen für erfolgreiches Streben verliehen wurden. In dieser Schule wurde eine vortreffliche Grundlage technischen Wissens gelegt, auf der Henke später durch eigene Tätigkeit weiter baute. Am 1. Oktober 1890 trat er als Ingenieur in die Dienste der Schiffswerft von F. Schichau in Elbing, so daß Henke im Jahre 1913 auf eine 23 jährige Tätigkeit bei genannter Firma zurückblicken konnte. Sein Spezialgebiet wurde der Schiffhilfsmaschinenbau. Seine Tüchtigkeit und reichen Erfahrungen erwarben ihm das Wohlwollen, die Anerkennung und volles Vertrauen des Inhabers der Firma und seines Vorgesetzten. Der Verstorbene, der auch für gemeinnützige Bestrebungen, die außerhalb seines Berufes lagen, reges Interesse zeigte, erreichte leider nur ein Alter von 51 Jahren. Seinen Heimgang beklagen außer seinen Berufskollegen die trauernde Witwe mit vier unerzogenen Kindern.

F. von HOLLMANN.

Am 21. Januar 1913 starb plötzlich unser langjähriges Mitglied, Herr Staatssekretär a. D. Admiral **Friedrich von Hollmann**.

Friedrich Hollmann wurde am 19. Januar 1842 als Sohn eines Kaufmanns in Berlin geboren und trat am 18. Juni 1857 in die preußische Marine ein. Als junger Offizier nahm er an einer Reihe von Kämpfen der Flotte, so 1864 gegen die Dänen und 1870 an Bord der „Grille“ an dem Gefecht bei Hiddensee gegen die Franzosen teil. Nach dem Feldzuge war er Erster Offizier an Bord der „Gazelle“, bei deren Rückkehr der damalige Chef der Admiralität, General von Stosch, ihn

kennen und schätzen lernte. Er wurde daher bereits im Jahre 1874 als Korvettenkapitän zum Chef der Zentralabteilung der Admiralität ernannt, in welcher Stellung er bis 1881 blieb. Nach verschiedenen Bordkommandos befehligte er als Kapitän z.S. das Kadettenschulschiff „Elisabeth“ auf dessen zweijähriger Weltumseglung. Von 1886—1887 war er Präses der Schiffsprüfungskommission und hierauf Chef des Stabes der Admiralität. Im Jahre 1888 wurde er als Konteradmiral zum Chef des Schulgeschwaders und 1889 zum Chef des Übungsgeschwaders ernannt, das den Kaiser und die Kaiserin nach Griechenland und Konstantinopel begleitete. Am 23. April 1890 ernannte ihn der Kaiser zum Staatssekretär des Reichsmarine-Amts, beförderte ihn bald danach zum Vizeadmiral und am 18. April 1896 zum Admiral. Am 15. Juni 1897 erhielt Hollmann den erbetenen Abschied unter Stellung à la suite des Seeoffizierkorps; im Jahre 1905 wurde ihm der Schwarze Adlerorden und damit der erbliche Adel verliehen. Am 18. Juni 1907, als dem 50 jährigen Gedenktage seines Eintritts in die Marine, zeichnete ihn der Kaiser durch die Verleihung des Großkreuzes des Roten Adlerordens mit Eichenlaub und Brillanten aus. Schon drei Jahre vorher wurde v. Hollmann aus besonderem königlichen Vertrauen in das Herrenhaus berufen.

Die deutsche Marine verdankt dem Admiral von Hollmann außerordentlich viel. Als er an die Spitze des Reichsmarine-Amtes trat, übernahm er eine Etatsstärke des Marinepersonals von nur 15 000 Mann, bei seinem Rücktritt betrug sie fast 25 000 Mann. Während seiner Amtszeit liefen 12 Panzerschiffe, 10 Kreuzer, zwei Avisos und zwei kleinere Schiffe sowie eine stattliche Reihe von Torpedobooten vom Stapel, während sich neun andere Schiffe teils im Bau, teils in Vorbereitung befanden. In diese Zeit fällt auch die Eröffnung des Kaiser Wilhelm-Kanals. Zu besonderem Danke ist ihm die Marine dafür verpflichtet, daß er die Grundlagen für die Organisation der Verwaltung in mustergültiger Weise getroffen hat. Ferner ist es sein Verdienst, daß er seinen Einfluß als Seeoffizier auf den Bau der Kriegsschiffe in hervorragendem Umfang ausübte und daß er in gemeinsamer Arbeit mit dem damaligen Chefkonstrukteur der Marine, Herrn Geheimrat Dietrich, die Pläne für Neubauten ausarbeitete. Die Schwierigkeiten, die ihm besonders vom Reichstag entgegengebracht wurden, sind noch in aller Erinnerung. Man bezeichnete ihn damals als einen „rabiaten“ Fachmann. Er war der erste, der den Gedanken aufbrachte, den Ausbau der Marine durch ein Flottengesetz zu regeln. Der scharfe Widerstand des Reichsschatzamtes und noch mehr der Unverstand aus den Reihen des Reichstages verhinderten ihn an der Durchführung dieses Planes, den sein glücklicherer Nachfolger zum Siege führen sollte. Als Opfer dieser Verhältnisse nahm Admiral von Hollmann 1897 seinen Abschied.

Friedrich von Hollmann hing mit rührender Treue an den Wünschen, Ideen und Befehlen seines Monarchen. Vor allem war er ein kluger Zuhörer, und das vielleicht hat ihn dem Kaiser am schätzenswertesten gemacht. Auch war er ein Mann, der es verstand, das Interesse des Kaisers auf den blühenden deutschen Handel und auf unsere vorwärtsstrebende Industrie hinzulenken, die durch ihn gewissermaßen erst hoffähig gemacht wurden. Durch diese Förderung, die er dem deutschen Gewerbefleiß zuteil werden ließ, hat er sich vielleicht seine größten Verdienste erworben. Das tiefe Vertrauen, welches ihm der Kaiser bis zuletzt bewahrte, spricht sich am besten aus in dem bekannten an ihn gerichteten Brief „Babel und Bibel“.

Auch sonst stellte von Hollmann seine Arbeitskraft nach seinem Rücktritt furchtlos in den Dienst des Vaterlandes. Daß er zu den Mitbegründern des Deutschen Flotten-Vereins gehörte, der seinem Nachfolger die Wege ebnen sollte, wird stets dankbar anerkannt werden müssen. Seiner Initiative war ferner die Gründung des Seemannserholungsheims bei Berlin zu verdanken. Außerdem gehörte er an leitender Stelle der Motor-Luftschiff-Studiengesellschaft, dem Aero-Klub, dem Deutschen Schulschiff-Verein, dem Verein für Volkswohlfahrt, dem Volksbücherei-Verein und vielen anderen gemeinnützigen Unternehmungen an.

Admiral v. Hollmann gehörte zu den Intimsten des Kaisers. Wir finden ihn auf den verschiedenen Seereisen, vor allen Dingen aber auch während des Aufenthalts in Rominten und Hubertusstock als seinen ständigen Begleiter. Wie hoch der Kaiser den Verstorbenen schätzte, geht aus dem Telegramm an die Witwe des Verstorbenen hervor, in dem der Monarch seinem tiefsten Schmerze Ausdruck gibt, daß sein alter Freund und Berater aus diesem Leben abberufen sei.

REINHOLD HOLTZ.

Am 7. August 1913 verschied in Harburg a. E. inmitten seiner beruflichen Tätigkeit **Reinhold Holtz**, „der Nestor des deutschen Kleinschiffbaues“, wie er in dem Werk „Deutscher Schiffbau 1913“ bezeichnet wird.

Als Begründer der „Schloßwerft“ und Erbauer einer außerordentlich großen Zahl von Fahrzeugen aller Art ist er weit über die Grenzen seiner Heimat bekannt geworden.

Reinhold Holtz wurde am 6. Oktober 1846 als jüngster Sohn auf dem Gute seines Vaters in Groß Zastrow geboren. Gegen das Herkommen seiner in Pommern alteingesessenen Familie, die dort umfangreichen Landbesitz erworben hatte,

wählte er die Laufbahn des Seeoffiziers. Im Jahre 1868 wurde er zum Unterleutnant zur See und im Jahre 1874 zum Kapitänleutnant befördert.

Der Beruf des Seeoffiziers vermochte jedoch seiner hervorragenden technischen Begabung, die nach praktischer Betätigung drängte, auf die Dauer keine Befriedigung zu gewähren. Deshalb faßte er noch in seinem 28. Lebensjahre den Entschluß, seine Tätigkeit zu wechseln und eine eigene Werft zu gründen. Er schied aus der Marine aus und besuchte zunächst die Gewerbeakademie in Berlin. Inmitten weit jüngerer Studierender lag er dort mit eisernem Fleiß seinen Studien ob.

Bei der Entscheidung über sein künftiges Arbeitsgebiet wußte er mit richtigem Blick den Zweig der Schiffbautechnik zu treffen, der für seine Fähigkeiten besonders geeignet war. Der Kleinschiffbau mit seinen mannigfaltigen Bauobjekten, die dem Hafenbetrieb, dem Verkehr auf den Flüssen und Seen Europas, Asiens, Amerikas und Afrikas dienen, stellt infolge der verschiedenen klimatischen und kulturellen Eigentümlichkeiten der Reviere, in welchen die Fahrzeuge verkehren sollen, ganz verschiedene Anforderungen. Reinhold Holtz besaß in hohem Maße die Fähigkeit, diese Forderungen klar zu erkennen, einen nie ermüdenden Fleiß, sie zu studieren, und einen bewundernswerten Scharfsinn in der Wahl der geeigneten technischen Mittel zu ihrer Erfüllung. Da sich mit der Zweckmäßigkeit der von ihm erbauten Fahrzeuge eine äußerst solide Bauausführung vereinigte, so genossen seine Bauten in der ganzen Welt ein ungeteiltes Ansehen.

Im Jahre 1876 übernahm er zunächst eine kleine Bootswerft in Oevelgönne, die rasch eine günstige Entwicklung nahm. Es zeigte sich nach kurzer Zeit, daß der Bedarf an kleinen Fahrzeugen mit maschinellem Antrieb von Jahr zu Jahr wuchs. Die mit seinen Bauten erzielten Erfolge erwarben ihm eine stets wachsende Anzahl von Bestellern, so daß er sich im Jahre 1884, acht Jahre nach der Gründung der Werft in Oevelgönne, gezwungen sah, sein Werk wesentlich zu vergrößern und auch für den Bau von größeren Fahrzeugen einzurichten. Infolge der beschränkten Geländeverhältnisse gestattete jedoch die Anlage in Oevelgönne keinen weiteren Ausbau, so daß zur Verlegung der Werft geschritten werden mußte. Ein seinen Bedürfnissen entsprechendes Grundstück fand er in Harburg a. d. Elbe und legte hier die jetzt noch bestehende „Schloßwerft“ an, die im Laufe der Jahre zu ihrem jetzigen Umfang ausgebaut wurde.

In einem Zeitraum von etwa 40 Jahren sind in Oevelgönne und Harburg mehr als 2000 Schiffe und Fahrzeuge gebaut und nach allen Teilen der Welt geliefert worden.

In den letzten Jahren seines Lebens gründete Reinhold Holtz in Hamburg-

Steinwälder eine Niederlassung, die „Norderwerft“, um hier im Brennpunkte des deutschen Schiffbaues und der deutschen Schifffahrt zu wirken. Doch mitten aus seinem unermüdlichen Schaffen, das er bis zum letzten Tage seines Lebens fortsetzen durfte, riß ihn der Tod!

Der Verstorbene besaß in seinem Auftreten ein bescheidenes Wesen und hat es nie verstanden, sich in den Vordergrund zu stellen. Destomehr sprachen für ihn die aus seiner Hand hervorgegangenen Werke. Sein Grundsatz war, stets das technisch Beste zu leisten. Der finanzielle Erfolg kam für ihn erst in zweiter Linie, wenngleich ihm auch dieser nicht versagt blieb.

Nach dem Wunsche des Entschlafenen wird sein Werk unter dem alten Namen von seinen beiden Söhnen als Geschäftsleitern und einer Tochter als Mitinhaberin in Form einer offenen Handelsgesellschaft weitergeführt.

THEODOR KAMPFFMEYER

wurde am 7. Mai 1856 zu Berlin als Sohn des Buchhändlers Theodor Kampffmeyer geboren. Seine erste Schulausbildung empfing er auf dem Luisenstädtischen Gymnasium in Berlin, das er bis zur Obersekunda besuchte. Sein Vater hoffte, daß der Sohn sich seinem Geschäfte widmen würde und schickte ihn infolgedessen in eine Berliner Fachschule. Nach dreivierteljährigem Besuch derselben entschloß sich aber der junge Kampffmeyer, den ursprünglich erwählten Beruf eines Buchhändlers aufzugeben und das Reifezeugnis zum Studium zu erlangen. Er absolvierte zu diesem Zweck die Oberrealschule in Potsdam, auf welcher er im Jahre 1877 das Reifezeugnis erwarb. Im Oktober 1877 bezog er die Königliche Gewerbe-Akademie zu Berlin und widmete sich dem Schiffbaufache. Im November 1881 bestand er das Vorexamen und im November 1883 die Hauptprüfung. Wegen eines halbsteifen Armes konnte er nicht in die Kaiserliche Marine treten, absolvierte daher zunächst eine Studienreise nach England, Schottland und Frankreich und kehrte danach, da die Aussichten für junge Schiffbauer im Auslande wie in Deutschland ziemlich ungünstig lagen, auf kurze Zeit zum Studium des Hochbau-faches zur Hochschule zurück.

In den folgenden Jahren etablierte er sich in Berlin als Baumeister und führte mit größtem Erfolg umfangreiche und bekannte Bauten aus. Zuerst erbaute er die Dampf- und Wassermühlenanlage zu Storkow, dann eine ähnliche Wassermühle mit einer größeren Turbinen- und Siloanlage zu Naumburg a. Queis, ferner viele Fabrikgebäude, Wohn- und Geschäftshäuser. Später widmete er sich auch

dem Bau von Hafenanlagen und Speichergebäuden, entwarf im Jahre 1892/93 sowohl für den Osten, als auch für den Norden Berlins großartige Hafenanlagen mit den gesamten Bauten, Brückenanlagen und auch im Prinzip mit all den für die Förderung der Waren erforderlichen technischen Anlagen. Diese Arbeiten fanden besonders auf der Jubiläumsausstellung des „Vereins für Fluß- und Binnenschifffahrt“ die Anerkennung des damaligen Ministers für öffentliche Arbeiten. Im Jahre 1899/1900 schuf Kampffmeyer im Verein mit Herrn Professor v. Linde die Kühlhäuser in der Luckenwalder- und Trebbiner Straße, der Gesellschaft für Markt- und Kühlhallen gehörig. Ferner sind von ihm entworfen und ausgeführt das Vereinshaus des „Akademischen Vereins Hütte“, das der „Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft“ zu Berlin und das des „Alten Berliner Handwerker-Vereins“. In letzter Zeit führte er mehrere Geschäfts- und Fabrikgebäude für die Auergesellschaft aus.

Typisch für alle Bauten Kampffmeyers ist die größtmöglichste Ausnutzung der Grundstücke und der Gebäude innerhalb der zulässigen Grenzen der Bauordnungen, eine Veranlagung, welche er seinem früheren Berufe, dem Schiffbau, verdankt.

Auch als Sachverständiger und Schiedsrichter für Behörden und Private hat Kampffmeyer eine umfangreiche Tätigkeit ausgeübt. Literarisch hat er sich viel mit Bauordnungen beschäftigt, verschiedene Artikel über Uferstraßen und Hafenanlagen veröffentlicht und durch Broschüren Anregung gegeben für die Wahl von Plätzen für das Stadthaus Berlin und das Schiller-Theater in Charlottenburg.

Kampffmeyer übte seine Tätigkeit nicht als Ausführender, sondern nur als Architekt und Konstrukteur aus, arbeitete also in derselben Weise, wie die Bauinspektionen im Staat oder in den Gemeinden.

Am 12. September starb er im 58. Lebensjahre.

H. H. LILLIEHÖÖK.

Hugo Hjalmar Lilliehöök wurde im Jahre 1845 in dem Kirchspiel Gillberga der Provinz Vermland in Schweden geboren. Nach beendetem Schulbesuch studierte er von 1862—65 auf der polytechnischen Hochschule zu Stockholm und übernahm nach gut bestandener Abgangsprüfung verschiedene Stellungen als Ingenieur in England und in Nordamerika. Im Jahre 1872 kehrte er wieder in seine Heimat zurück und trat in die Dienste der Gefle-Dala Eisen-

bahnbaugesellschaft. Vier Jahre später erfolgte seine Ernennung zum Königlich Schwedischen Marineingenieur. Als solcher wurde er bald zum Vorsteher der Marinewerkstätten zu Stockholm, später zum Lehrer an der Seekadettenschule, dann zum Direktor des Marineingenieurkorps und schließlich im Jahre 1905 nach mehrjähriger Assistentenzeit zum Chef des Marineingenieurkorps befördert. Nach 34 jähriger Tätigkeit nahm er im Jahre 1910 seinen Abschied aus dem Staatsdienst.

Lilliehöök galt als einer der tüchtigsten Marineingenieure, die Schweden gehabt hat. Neben seiner umfangreichen dienstlichen Tätigkeit hat der Verstorbene auch Zeit für die Ausübung seiner sonstigen zahlreichen Talente gefunden. So war er mehrere Jahre lang Reichstagsabgeordneter, Stadtverordneter, Mitglied der Kriegsakademie und Ehrenmitglied der Marinegesellschaft.

Für seine mannigfachen Verdienste wurde er von seinem König mit der Verleihung der ersten Klasse des Wasaordens belohnt. Zugleich besaß er hohe dänische und österreichische Ordensauszeichnungen.

Am 11. Oktober 1912 starb er im Alter von 67 Jahren in Brotvik auf Ostgotland.

JOHANNES MÜLLER.

Am 30. Dezember 1912 schied plötzlich und unerwartet im 38. Jahre, herausgerissen aus reger Tätigkeit, unser Mitglied, der Schiffbauingenieur Herr J o h a n n e s M ü l l e r aus dem Leben, ein Mann, der berechtigt erschien, noch viel im Laufe der Jahre in seinem Fache leisten zu können.

Johannes Müller, geboren am 27. Dezember 1874 zu Berlin, entstammte einer alten Beamtenfamilie. Seine Schuljahre verbrachte er auf dem altberühmten Joachimsthalschen Gymnasium (Alumnat) zu Berlin, das er mit Auszeichnung absolvierte. Er wählte den technischen Beruf und besuchte von 1894 bis 1901 die Königl. Technische Hochschule zu Charlottenburg, nachdem er als Eleve die übliche praktische Lehrzeit auf der Kaiserlichen Werft Kiel durchgemacht hatte. Obwohl noch für Schiffsmaschinenbau immatrikuliert, wandte sich Müller bald dem Schiffbau zu, der sich in den 1890er Jahren zu ungeahnten Erfolgen aufgeschwungen hatte. Seiner militärischen Dienstpflicht genügte Müller beim Großherzoglich Mecklenburgischen Grenadierregiment Nr. 89 in Neustrelitz als Einjähriger. Im Jahre 1905 hatte seine alte, seit Jahren gelähmte Mutter noch die Freude, ihren Sohn zum Leutnant d. R. befördert zu sehen. Während der großen

Hochschulferien machte er im Jahre 1895 als Maschinistenassistent auf dem Petroleumdampfer „August Korff“ eine Reise nach Newyork mit. Nach Beendigung seiner Studien trat er beim Stettiner „Vulkan“ als Schiffbauingenieur ein und war dort längere Zeit hindurch in der Konstruktionsabteilung beschäftigt. Nach Übersiedlung der Zentralverwaltung nach Hamburg blieb Müller als einer der Wenigen auf der alten Stammwerft in Stettin zurück.

Johannes Müller war allen, die ihm dienstlich oder privatim näher traten, ein lieber, sympathischer Kollege. Sorglos und heiter lebte er sich und seiner inniggeliebten Gattin, fand aber stets noch Zeit, frohe Geselligkeit zu pflegen und seine künstlerischen Talente in den Dienst seiner Kollegen oder militärischen Kameraden zu stellen.

Der so früh aus seinem Wirkungskreise Gerissene war das Urbild blühender Gesundheit wie männlicher Kraft, schien prädestiniert, ein hohes Alter zu erreichen und noch Bedeutendes in seinem Fache zu leisten — ein Trugschluß! Ohne vorhergegangene Krankheit trat plötzlich Herzschwäche bei ihm ein, so daß ärztliche Hilfe zu spät kam. Alle, die ihn näher kannten, werden ihm sicher ein ehrenvolles Andenken bewahren.

FELIX PIETZKER.

Felix Pietzker wurde am 5. Februar 1879 als Sohn des jetzigen Professors der Mathematik und Landtagsabgeordneten Friedrich Pietzker in Nordhausen geboren und verlebte seine Jugend im Elternhause. Nach Bestehen der Reifeprüfung des Gymnasiums seiner Vaterstadt widmete er sich an der Königl. Technischen Hochschule zu Charlottenburg dem Studium des Schiffbaues und trat im Jahre 1903 als Bauführer in den Dienst der Kaiserlichen Marine. In der dreijährigen, in Wilhelmshaven verbrachten Ausbildungszeit vollzog sich seine Entwicklung zu schöpferischer Selbständigkeit; davon legte seine Baumeisterarbeit Zeugnis ab, die eine grundlegende Studie über die Beanspruchungen der Schiffsverbände enthielt.

Diese Arbeit, im Verein mit einem vorzüglichen Ergebnisse seines zweiten Staatsexamens, gab Veranlassung, Pietzker kurz nach seiner Ernennung zum Marineschiffbaumeister anfangs 1907 in das Konstruktionsdepartement des Reichsmarineamts zu versetzen und ihm die Bearbeitung der Festigkeitsfragen zu übertragen, die durch die Ära der Dreadnoughts und Riesenpassagierschiffe besondere Wichtigkeit erlangt haben. Mit welchem Erfolge er diese Aufgabe angriff, ist

seinen Fachgenossen bekannt. Er verstand es, in genialer Weise die komplizierten Beziehungen der auf den Schiffskörper wirkenden Kräfte zu erfassen und klar darzustellen. Dadurch, daß er die gewonnenen Erkenntnisse zu einem System ausbaute, welches den besonderen Verhältnissen der Schiffe Rechnung trägt, wies er neue Wege zu deren baulicher Ausgestaltung.

Pietzker beschränkte seine Tätigkeit nicht auf den rein dienstlichen Rahmen. Vom Juni 1908 ab las er als Privatdozent an der technischen Hochschule zu Charlottenburg und später an der Danziger Hochschule über schiffbauliche Festigkeitsfragen.

Das Ergebnis seiner Studien, bei denen ihm die reichen persönlichen und materiellen Mittel des Reichs-Marineamts zu Gebote standen, legte er im Auftrage dieser Behörde in dem Werke „Festigkeit der Schiffe“ nieder, welches 1911 erschien und seinen Namen auch im Auslande bekannt machte. Er erwarb sich damit das Verdienst, für die Behandlung der schiffbaulichen Festigkeitsfragen eine wissenschaftliche Grundlage geschaffen zu haben, zu der bis dahin nur Ansätze vorhanden waren.

Am 1. Oktober 1911 nach Danzig versetzt, fand Pietzker Gelegenheit, sich als Betriebsdirigent für den Bau der Unterseeboote auch auf diesem schwierigen Gebiete zu betätigen, wurde jedoch schon Ende Januar 1912 wieder zum Reichs-Marineamt zurückberufen, als es sich darum handelte, den Luftschiffbau für die Kaiserliche Marine entwickeln zu helfen. Ein Jahr vorher hatte Pietzker durch eine Kommandierung nach Friedrichshafen Gelegenheit gehabt, sich mit diesem Gebiet vertraut zu machen.

Die Tatkraft und Schaffensfreude, mit der er an die Lösung der neuen ihm gestellten Aufgaben herantrat, seine hervorragende konstruktive und wissenschaftliche Begabung und seine persönliche Liebenswürdigkeit haben wesentlich dazu beigetragen, die Schwierigkeiten zu besiegen, die zunächst zu überwinden waren, um den Luftschiffbau den Sonderbedürfnissen der Marine anzupassen; von seiner Mitarbeit durfte für die Entwicklung dieses neuesten Zweiges der Marinetechnik noch viel erwartet werden.

Vor beruflicher Einseitigkeit wurde Pietzker durch seine übrigen Neigungen und Begabungen bewahrt: ein frisches Empfinden für Natur und Kunst und ein lebhaftes Interesse für die allgemeinen Fragen des modernen Lebens und besonders für die sozialen Fragen. Die Beschäftigung mit diesen Gebieten und das ihn auch hierbei beherrschende Streben, seine Anschauungen zu klären und seine Gedanken auszutauschen, war ihm eine reiche Quelle des Lebensgenusses.

Die Vollendung seines Glückes fand Pietzker in der Ehe, die er am 2. Februar 1907 mit Frieda Knaths schloß. Mit ihr teilte er die Freude am Aufblühen zweier Kinder, und in inniger Lebensgemeinschaft sein Planen, Fühlen und Denken.

Beruf und Ehe haben Pietzker zu jener lebens- und schaffensfrohen Persönlichkeit heranreifen lassen, deren Bild seinen Freunden und engeren Fachgenossen vor Augen steht. Ein tragisches Schicksal hat seinem Wirken ein vorzeitiges Halt geboten.

Am 17. Oktober 1913 fiel er im Alter von 34 Jahren der furchtbaren Katastrophe zum Opfer, die das Marineluftschiff „L 2“ mit seiner ganzen Besatzung vernichtete.

Sein Andenken wird von allen, denen er im Leben näher getreten, treu bewahrt werden, und die Verdienste, die er sich trotz seiner Jugend um die technische Wissenschaft erworben hat, werden unvergessen bleiben.

FRIEDRICH ROTERS

wurde am 30. April 1857 als ältester Sohn des Kaufmanns und Schiffreeders Fr. Roters in Bremerhaven geboren. Nach Besuch des dortigen Realgymnasiums bis zur Primareife trat er, von seinem Vater zum Kaufmann bestimmt, in einem Bremer Geschäft in die Lehre, verbrachte dort zwei Jahre, wechselte aber dann seinen Beruf, um Ingenieur zu werden. In der Maschinenfabrik von Meißner & Vollrath in Hamburg arbeitete er zwei Jahre praktisch und studierte danach acht Semester Schiffbau auf den Technischen Hochschulen zu Karlsruhe und Hannover. Etwa 10 Jahre lang bekleidete er Stellungen als Konstrukteur auf verschiedenen Werften, darunter fünf Jahre lang auf der A. G. „Weser“ in Bremen, und kam schließlich nach seiner Heirat im Jahre 1890 nach Hamburg, wo er mit seinem inzwischen verstorbenen Freunde Bernh. Howaldt die „Blake Pumpen-Company“ begründete, die er schnell zu Erfolg und Ansehen führte. Nachdem er hier im April 1910 als Geschäftsführer ausgetreten war, übernahm er eine Stellung als Oberingenieur bei der Firma Georg Niemeyer in Harburg, schied indessen aus dieser Stellung bereits Ende 1912 wieder aus.

Roters hat sich bei seinen Fachkollegen durch erfolgreiche Konstruktionen von Marinepumpen, Luftpumpen, Simplex- und Duplexpumpen Anerkennung zu verschaffen gewußt und galt als einer der ersten auf diesem Gebiet. Sein Wissensdurst trieb ihn noch im Alter von 52 Jahren, im Wintersemester 1909 bei Herrn

Professor Krainer über Schiffsdampfturbinen und bei Herrn Professor Riedler über Großgasmaschinen- und Automobilbau das Kolleg zu belegen.

Seine Mußestunden waren seiner Familie und der Kunst, mit Vorliebe dem Klavierspiel, gewidmet. Der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit ihrer Begründung an und hat die Versammlungen bis auf die letzten Jahre mit regem Eifer verfolgt.

Am 28. März 1913 starb er unerwartet am Herzschlag.

OTTO SCHLICK.

Manches hervorragende Mitglied sahen wir in diesem Jahre aus unserem Kreise scheiden, aber keines stand unserer Gesellschaft näher als Herr Konsul Dr.-Ing. Otto Schlick, der am 10. April 1913 nach kurzer schwerer Krankheit verschied.

Otto Schlick wurde am 16. Juni 1840 zu Grimma in Sachsen als jüngstes Kind unter sechs Geschwistern geboren. Sein Vater, der sich damals bereits zur Ruhe gesetzt hatte, wandte der Erziehung dieses Knaben besondere Sorgfalt zu. Früh zeigte sich bei Otto Schlick die angeborene technische Begabung. Schon als Knabe schnitzte er hübsche Schiffsmodelle und betrieb damit im Röhrtrog seines väterlichen Gartens eine rege Schifffahrt. Seine Eltern, die diese Neigungen anfangs für Jugendtorheiten hielten, söhnten sich damit aus, als Otto Schlick in seinem 12. Lebensjahre das vollkommen betriebsfähige Modell einer Ölmühle zustande brachte. Um dieselbe Zeit erbaute er auch seine erste Dampfmaschine, eine Lokomotive, deren Zylinder er aus dem Lauf eines Jagdgewehrs wohl kaum zur ungemischten Freude seines Vaters anfertigte.

Bald danach reiste er mit seinem Vater zum ersten Male nach Hamburg. Die Eindrücke, die er aus dieser Stadt nach Hause brachte, wurden für seine spätere Entwicklung bestimmend. Er beschloß, Schiffbauingenieur zu werden, und bezog zu diesem Zweck nach beendeter Schulzeit im Jahre 1858 die Technische Hochschule zu Dresden, auf der er im Jahre 1862 seine Studien beendete.

Ungewöhnlichen Unternehmungsgest, Fleiß und Selbstbewußtsein waren dem jungen Schlick eigentümlich. So wagte er sich schon als Neunundzwanzigjähriger in Dresden an die Gründung einer Fluß- und Schiffswerft. Nachdem er sie längere Zeit erfolgreich geleitet hatte, begab er sich in Diensten des Stabilimento tecnico nach Budapest, später nach Fiume. Im Jahre 1875 übernahm er die Direktorstellung bei der damaligen Norddeutschen Werft in Kiel, der heutigen Germania-Werft, die er bis zum Jahre 1892 leitete. Außer vielen Handelsdampfern

erbaute er damals auch Kriegsschiffe, darunter die frühere Kaiserliche Yacht „Hohenzollern“, den jetzigen „Kaiseradler“. Seit 1892 widmete er sich einige Jahre der Leitung des Bureau Veritas in Hamburg, um von 1896 bis Anfang 1908 als Direktor des Germanischen Lloyd zu wirken. Nach seinem Austritt aus dieser Stellung zog er sich in den Ruhestand zurück.

Schlick war Spezialist für Eisenschiffbau. Seine hervorragendsten Arbeiten, durch die er seinen Weltruf erwarb, bewegten sich jedoch auf einem anderen Gebiet. Er studierte die Vibrationserscheinungen auf Dampfern, und ihm verdankt der Schiffsmaschinenbau die Erfindung des Massenausgleichsverfahrens, das er vor 20 Jahren ersann. Erst hierdurch wurde es möglich, vierzylindrige Maschinen auszubalanzieren, und seit dieser Zeit datiert der große Aufschwung im Schiffsmaschinenbau. Fast auf allen Postdampfern und Kriegsschiffen ist diese Erfindung eingeführt worden. In England wurde zu ihrer Verwertung die Jarrow-Schlick-Tweedy-System Company gegründet. Zur Messung und graphischen Darstellung der Vibrationen erdachte Schlick auch ein geistvoll konstruiertes Instrument, den Pallographen, mit dem er unter anderem im Jahre 1907 an Bord des Turbinendampfers „Lusitania“ hochinteressante Experimente unternahm.

Noch bis in die letzte Zeit arbeitete Schlick rastlos an der wissenschaftlichen Erforschung und praktischen Überwindung der störenden Schiffsvibrationen. Auf dem „Imperator“ stellte er seine letzten Untersuchungen an, die er in einem Vortrag vor unserer Gesellschaft bekanntzugeben gedachte. Die Arbeit war so gut wie vollendet, als ihm der Tod die Feder entriß. Leider sind die Nachforschungen nach dem Verbleib des Manuskriptes bisher ergebnislos geblieben.

Schlicks populärste Erfindung ist ohne Frage der Schiffskreisel, über den er gleichfalls auf einer unserer Versammlungen im Jahre 1908 einen grundlegenden Vortrag hielt. Wiederholte praktische, auf den Dampfern „Seebär“ und „Silvana“ unternommene Versuche haben in jeder Hinsicht die Brauchbarkeit und Bedeutung dieser Erfindung dargetan. Auch in England erzielte der Schiffskreisel Erfolge. Dort und in den Vereinigten Staaten wurden die Schlickschen Patente angekauft. In den Frahmischen Schlingertanks entstand ihnen aber bald eine überlegene Konkurrenz, die das Verwendungsgebiet des Schiffskreisels wesentlich einschränkte.

Nicht nur vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft, auch vor den Institution of Naval Architects in London und in zahlreichen Fachzeitschriften hat Schlick über die Ergebnisse seiner Studien referiert. Er ist auch der Verfasser eines Handbuches für den Schiffbau sowie eines Werkes über den Eisenschiffbau.

An äußeren Ehrungen hat es Schlick im Leben nicht gefehlt. Der Kaiser zeichnete ihn mehrfach durch Ordensverleihungen aus; die Münchener Technische

Hochschule ernannte ihn im Jahre 1907 zum Ehrendoktor-Ingenieur. Bei seinem Ausscheiden aus der Direktion des Germanischen Lloyd überreichte ihm der Verein Hamburger Reeder eine künstlerische Adresse. Dem Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit dem Jahre 1904 als fachmännischer Beisitzer an. Auch war er Mitglied der bautechnischen Kommission des Germanischen Lloyd für die Bauvorschriften für Seeschiffe.

Aus seinem Privatleben sind zahlreiche sympathische Charakterzüge bekannt. Vor Leistungen Anderer hegte er die größte Hochachtung, seinen eigenen Erfindungen und wissenschaftlichen Untersuchungen legte er keine besondere Bedeutung bei. Keine leichte Aufgabe war es manchmal für seine Angehörigen, ihn aufzurichten in Augenblicken, in denen er mutlos verzweifeln wollte. Der finanzielle Erfolg seiner Leistungen galt ihm Nebensache, die technische Lösung alles. Schlick war auch kunstsinnig und zeigte hohes Interesse an der Malerei, in der er selbst in jungen Jahren sich mit Erfolg betätigte. Mit seiner Gattin führte er 44 Jahre lang ein überaus glückliches Familienleben.

Im Winter 1912 verlor er seine treue Lebensgefährtin. Ihren Tod hat er, wie er gleich fühlte, nicht lange überlebt. Am 13. April 1913 wurde er selbst auf dem Ohlsdorfer Friedhof zur Ruhe bestattet.

Wir alle, unsere Gesellschaft und unsere Wissenschaft, stehen trauernd an der Bahre unseres großen, im In- und Ausland gleich berühmten Kollegen, mit dem uns die innigsten Bande der Freundschaft gemeinsamen Strebens und gemeinsamer Erinnerungen verknüpften.

BERNHARD SCHUCHARDT.

Am 3. Juni 1913 starb zu Berlin-Grunewald der Inhaber der bekannten Werkzeugmaschinenfabrik Schuchardt & Schütte, Herr Kommerzienrat Bernhard Schuchardt. Mit ihm ist eine der markantesten Persönlichkeiten der Werkzeugmaschinenindustrie dahingegangen.

Schuchardt wurde im Jahre 1855 in Kassel geboren, wo er auch seinem Studium oblag. Seine kaufmännische Ausbildung genoß er in England. Größere, im Auslande unternommene Geschäftsreisen ließen ihn schon in jungen Jahren Einblick in die industriellen Verhältnisse Europas tun. Im Herbst 1880 wurde er Mitbegründer der Firma Schuchardt & Schütte in Berlin, die anfangs im bescheidensten Umfange betrieben wurde und sich fast lediglich auf den Verkauf von Werkzeugen beschränkte. Als im Jahre 1890 deutsche Eisenhüttenleute eine

Reise nach Nordamerika unternahmen, befand sich Schuchardt in ihrer Mitte. Auf ihn machte das Land der unbegrenzten Möglichkeiten einen tiefgehenden Eindruck. Er sah die damalige Überlegenheit des amerikanischen Werkzeugmaschinenbaues und fühlte, daß dort Vorbilder für die deutsche Industrie existierten. Mit der ihm eigenen Energie betrieb er nun durch seine Firma die Einfuhr der allerbesten amerikanischen Werkzeugmaschinen nach Deutschland und hatte einen vollen Erfolg damit zu verzeichnen. Die nächste Folge war im Laufe der Jahre die Gründung von Zweighäusern der Firma Schuchardt & Schütte in Wien, Stockholm, St. Petersburg, Kopenhagen, Budapest, Prag und London.

Der deutsche Werkzeugmaschinenbau fand in den eingeführten Maschinen Vorbilder, die in ungeahnter Weise auf seine Entwicklung wirkten. Wenn je der Vorwurf der Schwerfälligkeit, der unserm Volke so gern gemacht wird, durch die Tat zu entkräften war, so hat dies der deutsche Werkzeugmaschinenbau mit einer erfrischenden Promptheit getan. Verhältnismäßig wenige Jahre vergingen, und deutsche Werkzeugmaschinen hatten einen gewaltigen Aufschwung hinter sich. Da war es wieder Bernhard Schuchardt, der erkannte, daß den mit seiner Firma verbundenen deutschen Fabriken größere Absatzgebiete erschlossen werden mußten, wenn mit der neuzeitlichen Bauart der Maschinen auch neuzeitliche Arbeitsverfahren Platz greifen sollten, wie dies in Amerika der Fall war. Schuchardts Blick war auf die ganze Welt gerichtet. Im Jahre 1905 unternahm er eine große Reise, die ihn in alle Weltteile führte. Es folgte die Gründung neuer Verkaufshäuser in Newyork, Schanghai und Tokio und der Vertretungen in Australien und Südamerika. Heute sind die Ingenieure der Firma Schuchardt & Schütte in allen Weltteilen zu finden.

Bei allen seinen Unternehmungen ließ sich Schuchardt stets von dem Grundsatz strengster Rechtlichkeit lenken. Das Vertrauen, das er und seine Firma sich im Laufe vieler Jahre erworben hatte, wollte er bewahrt und behütet wissen. Nach öffentlichen Ehren strebte er nie, trotzdem wurde er Kgl. Norwegischer Generalkonsul, Kgl. Preußischer Kommerzienrat und Inhaber verschiedener Orden.

Schlicht wie seine Denkungsweise blieb auch sein Auftreten. Wer je diesem seltenen Menschen in die gütigen, klaren Augen gesehen, der vergaß dieses feine, durchgeistigte Antlitz nie. Dieser vornehme, aber innerlich doch so einfache Mann nahm die Herzen aller gefangen, die mit ihm in Berührung kamen. Für die Fehler anderer Menschen hatte er entschuldigende Nachsicht, er nahm stets das Beste an. Daß seine Güte oft mißbraucht wurde, ist begreiflich, keine Enttäuschung konnte aber seinen Kinderglauben an den guten Kern alles Menschlichen erschüttern.

Ein wahrhaft edles Herz hat zu schlagen aufgehört, ein großer Geist ist erloschen. Seine Werke aber werden nie vergessen werden.

FERDINAND SIEBERT.

Der Königlich Preußische Kommerzienrat, kaufmännische Direktor und Generalbevollmächtigte der Schichauschen Werke, Herr Ferdinand Siebert, wurde am 26. Oktober 1839 in Elbing geboren. Auf der Realschule seiner Vaterstadt empfing er seine Schulbildung und trat, nachdem er die Reife für Prima erlangt hatte, in den Geschäftsbetrieb des inzwischen verstorbenen Kommerzienrats J. Grunau in die Lehre. Nach beendeter Lehrzeit arbeitete er einige Zeit bei der Firma Christian Moll in Hagen in Westfalen und fand hier Gelegenheit, sich mit den Verhältnissen der damals gerade in mächtigem Aufblühen begriffenen rheinischen Eisenindustrie vertraut zu machen und wertvolle dauernde Beziehungen anzuknüpfen.

Als der verewigte Geheimrat Schichau, der Begründer des heute zu Welt-
ruhm gelangten Unternehmens F. Schichau, sich die Arbeitskraft des jungen, erst 22 Jahre alten Ferdinand Siebert sicherte, erkannte er mit Scharfblick die außerordentlich tüchtige kaufmännische Fähigkeit seines jungen Angestellten und erteilte ihm bereits im Jahre 1861, nach einjähriger Tätigkeit, Prokura. An führender Stelle hat Ferdinand Siebert dann die riesenhafte Entwicklung der Schichauwerke miterlebt. Mit vielseitigem kaufmännischem, organisatorischem und administrativem Geschick verstand er es, den alle Zweige des Maschinen- und Schiffbaues umfassenden Ideen seiner Chefs zu folgen. Nicht einen schematisch arbeitenden Verwaltungskörper schuf er, sondern ein lebendiges Räderwerk der Organisation, wo jeder einzelne auf den rechten Platz gestellt ist und mit seinen Leistungen zur Förderung des Ganzen wirken muß.

Seiner Erfahrung, seiner Intelligenz waren die für das Haus Schichau grundlegenden Verhandlungen mit den Aufträge erteilenden Regierungen und Großreedereien anvertraut. Ferdinand Siebert ist auch derjenige gewesen, der ebenso wie Herr Geheimrat Schichau und Herr Geheimrat Dr.-Ing. Ziese die vorteilhaften und häufig wiederholten Anträge auf Umwandlung der Firma F. Schichau in eine Aktiengesellschaft standhaft abgewiesen hat.¹

Am 1. März 1911 konnte Ferdinand Siebert auf eine ununterbrochene 50 jährige Tätigkeit bei seiner Firma zurückblicken. Eine ehrenvolle, wenn auch arbeits- und entsagungsreiche Laufbahn lag hinter ihm. Vier Wochen danach zog er sich in den Ruhestand zurück.

Ein langer Lebensabend ist dem 71 jährigen Greise nicht mehr vergönnt gewesen. Am 23. Mai 1913 entschlief er sanft im Kreise der Seinen.

Ein deutscher Kaufmann, ein treuer Mitarbeiter seiner Herren, ein Ritter der Pflicht und der allgemeinen Wohlfahrt ist mit ihm dahingegangen.

ADOLF SLABY.

Am 6. April 1913 starb in seinem Hause in Charlottenburg der Geheime Regierungsrat Professor Dr. Ing. Dr. phil. A d o l f S l a b y , einer der hervorragendsten Lehrer an der Technischen Hochschule, der sich um die Förderung der technischen Wissenschaften und um die Hebung des Ingenieurstandes unsterbliche Verdienste erworben hat. Auch durch die Entwicklung der Funkentelegraphie, die ihm ihren Aufschwung zu danken hat, sowie durch die ungewöhnlich zahlreichen Beweise der Wertschätzung und Anerkennung, die Kaiser Wilhelm II. ihm zuteil werden ließ, ist Slabys Name weit über die Kreise der technischen Welt hinaus bekannt und volkstümlich geworden.

Adolf Slaby wurde am 18. April 1849 zu Berlin als der dritte Sohn eines schlichten Buchbindermeisters geboren. Er besuchte die Königliche Realschule in der Kochstraße und erwies sich hier in allen Unterrichtsfächern, besonders in der Mathematik und in den Naturwissenschaften, als ein ungewöhnlich begabter Schüler. Im Jahre 1869 bestand er mit Auszeichnung die Reifeprüfung und begann sein Studium an der Königlichen Gewerbeakademie zu Berlin in der Absicht, sich dem akademischen Lehrberuf zu widmen. Gleichzeitig siedelte er auf Empfehlung seines Schuldirektors in die Wohnung des Maschinenfabrikanten Louis Schwartzkopff über, dessen Söhne er unterrichtete, um sich hierdurch die Geldmittel für sein eigenes Studium zu erwerben. Mit diesem vortrefflichen Hause hat ihn Freundschaft bis an sein Lebensende verbunden.

In seinen Studienjahren bewies Slaby ein ernstes wissenschaftliches Streben und einen fröhlichen, kameradschaftlichen Sinn, den er hauptsächlich in der „Hütte“ betätigte, deren Abteilung für Literatur und Kunst von ihm noch heute eine Reihe von Liedern und Dichtungen bewahrt.

Nach seinem Studium an der Königlichen Gewerbeakademie promovierte er mit einer Arbeit aus der höheren Mathematik an der Universität Jena zum Doktor der Philosophie und wurde darauf als Lehrer der Mathematik und Mechanik an die Königliche Gewerbeschule in Potsdam berufen, wo er bis zum Jahre 1882

tätig war. Gleichzeitig hielt er seit 1876 als Privatdozent der Königlichen Gewerbeakademie zu Berlin Vorlesungen auf dem Gebiete der theoretischen Maschinenlehre. Er befaßte sich dann vorwiegend mit Untersuchungen an Heißluftmaschinen und anderen Kleinmotoren und begann seine später zu hervorragender Bedeutung gelangten Arbeiten über die Theorie der Gasmaschine. 1880 widmete er sich dem Studium der Elektrizität und hatte das Glück, mit Werner Siemens in enge persönliche Beziehungen zu treten. 1882 wurde er zum Professor ernannt und mit der Errichtung des ersten Lehrstuhles für Elektrotechnik an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg betraut. 1884 übernahm er die Leitung des elektrotechnischen Laboratoriums. Hochbeglückt sah er sich hier am Ziele seiner Wünsche, die ihn von Anbeginn seines Studiums ab erfüllt hatten. Sein wunderbares Lehrtalent, das zugleich von wissenschaftlicher Gründlichkeit und poetischer Redegabe beseelt war, seine liebevolle persönliche Anteilnahme an den Interessen seiner Schüler eroberten ihm wie im Sturm die Herzen der Studentenschaft, und von Jahr zu Jahr wuchs die Zahl und die begeisterte Liebe seiner Zuhörer.

Im Jahre 1893 berief S. M. der Kaiser Slaby zu einer Rücksprache über die elektrische Beleuchtung des damals im Umbau begriffenen „Weißen Saales“ des Königlichen Schlosses in Berlin. Aus dieser Unterredung empfing er einen so tiefgehenden Eindruck von den Kenntnissen und der klaren Darstellungsweise des „Professors“, daß er seit jener Zeit ihm dauernd eine hervorragende Beachtung zuwandte. Häufig wurde Slaby zu mehrstündigen Besuchen nach Berlin und Potsdam befohlen, um dem Kaiser und seiner hohen Gemahlin ganz allein Vorträge über technische Fragen zu halten. Sein Buch „Glückliche Stunden, Entdeckungsfahrten in den elektrischen Ozean“ berichtet in anziehender Weise über eine Anzahl von Vorträgen, die er bei solcher Gelegenheit gehalten hat.

Es ist bekannt, in welcher Weise Seine Majestät die Wertschätzung, die er Slaby und der Technik zuteil werden ließ, nach außen bekundete. Im Jahre 1898 verlieh er den Technischen Hochschulen Sitz und Stimme im Preußischen Herrenhause und ernannte zu dessen Mitglied an erster Stelle Slaby, „als den Berufensten von allen“.

Als 1897 die ersten Mitteilungen über die von Marconi bei der englischen Telegraphenverwaltung unter Preece ausgeführten Versuche mit der drahtlosen Telegraphie in die Öffentlichkeit drangen, brachte Slaby ihnen sofort sein höchstes Interesse entgegen. Es war ihm vergönnt, sehr bald an diesen Versuchen teilzunehmen. Von dort zurückgekehrt, begann er mit der ihm eigenen Energie und Sorgfalt eine wissenschaftliche Begründung und weitere Durcharbeitung dieser

Experimente unter Mitwirkung seiner Assistenten, der Herren Graf Arco und Dr. Tietz. S. M. der Kaiser widmete diesen Arbeiten sein besonderes Interesse und stellte Slaby die praktische Mitarbeit der Königlichen Luftschifferabteilung in Schöneberg und der Matrosenstation in Potsdam zur Verfügung. Mit echt deutscher Gründlichkeit haben Slaby und Graf Arco in den folgenden Jahren an der Fortführung dieser hochbedeutsamen Versuche gearbeitet, die unter Mitwirkung von Emil Rathenau und Professor Braun in die technisch-wirtschaftliche Praxis übergeleitet wurden. Daraus ergab sich für uns die hochehrfreuliche Tatsache, daß wir unabhängig von dem befürchteten englischen Monopol ein eigenes deutsches System der Funkentelegraphie bekommen haben.

Neben seiner weit umfassenden Tätigkeit als Hochschullehrer und Forscher hat Slaby auch in verschiedenen amtlichen Stellungen der deutschen Technik hervorragende Dienste erwiesen. Dem Patentamt hat er von 1880 bis 1885 als Mitglied angehört, der Technischen Deputation für Gewerbe im Preußischen Handelsministerium von 1884—1911, der Akademie des Bauwesens seit 1893.

Auch im technischen Vereinsleben hat sich Slaby vermöge seiner vielseitigen Kenntnisse und seiner bedeutenden und zugleich so überaus liebenswürdigen Persönlichkeit hohes Ansehen erworben. Der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit ihrer Gründung, dem Verein Deutscher Ingenieure seit 1878 als Mitglied an. Im Jahre 1899 hielt er auf unserer ersten Hauptversammlung einen grundlegenden Vortrag über: „Die Anwendung der Funkentelegraphie in der Marine.“ Auch im Verein zur Beförderung des Gewerbefleißes war Slaby eines der angesehensten und beliebtesten Mitglieder. Dem Deutschen Museum in München hat er von dessen Gründung ab seine Mitarbeit gewidmet, und der Elektrotechnische Verein verehrt seit 1879 in Slaby seinen Mitbegründer.

Seit 1902 war Slaby auch ordentlicher Honorarprofessor an der Berliner Universität. Im Jahre 1905 wurde er von der Technischen Hochschule in Danzig zum Dr.-Ing. h. c. ernannt.

Slaby war seit dem Jahre 1882 überaus glücklich verheiratet mit Julie Beringer, der Tochter eines Fabrikbesitzers in Charlottenburg. Das Slabysche Haus war für den großen Familien- und Freundeskreis zu allen Zeiten eine Stätte friedlichen Glückes, und ihm selbst gewährte die heitere Ruhe dieses Hauses die Erholung, deren er bedurfte, um jahraus jahrein die überreiche Arbeit zu leisten, die wir als das Ergebnis seines rastlos schaffenden Lebens bewundern.

AUGUST WAGENER

wurde im Jahre 1865 zu Rawitsch in Posen geboren. Er verlor frühzeitig beide Eltern und wurde vom Bruder seiner Mutter erzogen. Seine Gymnasialzeit verlebte er in Brilon in Westfalen und in Trier und studierte in Aachen. Nach einigen Jahren der Anfängertätigkeit kam er als Ingenieur nach Dessau zur Versuchsanstalt für Gasmotoren, wo er sich angelegentlich mit dem praktischen Studium des Hochfengasmotors beschäftigte. Als Ingenieur der Berlin-Anhaltischen Maschinenbauaktiengesellschaft in Dessau ward ihm die Aufgabe zuteil, den Oechelhäuserschen Zweitaktmotor konstruktiv auszubilden und in den Hüttenbetrieb einzuführen. In dieser Tätigkeit entwickelte er sich rasch zu einer anerkannten Autorität auf dem Gebiet des Großgasmaschinenbaus. Äußerlich fand seine Tätigkeit dadurch Anerkennung, daß er zum Oberingenieur der um die Jahrhundertwende in Berlin gegründeten Deutschen Kraftgasgesellschaft aufrückte, die sich ebenfalls die Entwicklung des Oechelhäuser Motors zur Aufgabe setzte. Hier war er mehrere Jahre lang tätig und wurde gerade mit der gesamten Leitung der Gesellschaft betraut, als er im August des Jahres 1904 an die neu gegründete Technische Hochschule zu Danzig berufen wurde und den Lehrstuhl für Wärmemechanik und Kolbenmaschinen sowie die Leitung des Maschinentechnischen Laboratoriums übernahm. Konstruktiv behandelte er anfänglich Dampf- und Gasmaschinen, Pumpen und Kompressoren. Später nahm er einen Vortrag über Verbrennungskraftmaschinen für Land-, Wasser- und Luftfahrzeuge hinzu und im Jahre 1909 einen Vortrag über die Theorie und Baulehre der Flugzeuge.

Wissenschaftlich war er bereits im Jahre 1896 mit einer kleinen Abhandlung über die Aufzeichnung polytropischer Kurven an die Öffentlichkeit getreten. Im Jahre 1900 folgte eine Arbeit über die Verwertung von Kraftgas. Auf dem Gebiete der Luftfahrt bearbeitete er in Moedebecks Taschenbuch die Abschnitte Flugtechnik und Motoren für Flugtechnik. Weiter veröffentlichte er Beiträge zur Verwendung von Zweitaktmaschinen im Luftfahrzeugbau. Besonders erfolgreich war er auch auf dem Gebiete des Baues von Meßgeräten tätig. In dieser Hinsicht sind seine mannigfaltigen Verbesserungen des Indikators zu nennen, der Spiegelderivator zur Analyse aufgenommener Bewegungskurven, das registrierende Mikromanometer und ein Feindruckmesser für aviatische Zwecke. Mitten in dieser Arbeit zeigten sich gegen Ende des Jahres 1912 zum ersten Male bedenkliche Krankheitserscheinungen, die sich bald als der Beginn eines schweren Herzleidens herausstellten und am 30. Juni 1913 zu seinem Tode führten, an dem Tage, an dem seine Amtsführung als Rektor der Technischen Hochschule ihr Ende erreichte.

Vorträge

der

XV. Hauptversammlung.

IX. Neuere Erfahrungen und Bestrebungen im Schiffsturbinenbau.

Vorgetragen von Dr. Bauer-Hamburg.

I.

Der Schiffsturbinenbau hat sich in Deutschland überraschend schnell entwickelt. Während im Jahre 1904 in Deutschland überhaupt noch keine Schiffsturbine gebaut wurde, betrug die Gesamtleistung der in Deutschland in Bau genommenen Schiffsturbinen

bis Ende des Jahres 1906	97 000 Pferdestärken,
bis Ende des Jahres 1913 etwa	3 800 000 „ .

Diese beiden Ziffern charakterisieren besser, als viele Worte es können, die ungeheure Arbeit, welche die deutsche Schiffsmaschinentechnik in den letzten Jahren geleistet, die Erfolge, welche sie im Schiffsturbinenbau zu verzeichnen hat, die Brauchbarkeit des neuen Antriebsmechanismus, welcher in der deutschen Kriegsmarine mit unanfechtbarer Berechtigung die Kolbenmaschine restlos verdrängt hat.

Zur Erreichung der zweiten Ziffer haben eine große Anzahl von Turbinenaufträgen für auswärtige Marinen beigetragen, ein Beweis dafür, daß der deutsche Schiffsturbinenbau sich auch im Ausland Vertrauen und Hochschätzung erworben hat.

Es ist aber nicht nur die ziffernmäßige Quantität, welche den Fortschritt des deutschen Schiffsturbinenbaues kennzeichnet. Turbinen deutschen Systems und deutscher Herstellung sind es, welche das stolzeste Schiff des Ozeans, den „Imperator“, seit Mitte des Jahres mit der Regelmäßigkeit und Sicherheit einer Uhr vierzehnmal über das große Wasser geführt haben. Die Lichtbilder (Fig. 1 u. 2) zeigen, bis zu welchen fabelhaften Dimensionen sich hier unser Schiffsturbinenbau erfolgreich gewagt hat.

Deutsche Turbinen sind es ferner, welche für den russischen Torpedojäger „Novik“ den Weltrekord der Geschwindigkeit errungen haben (Fig. 3).

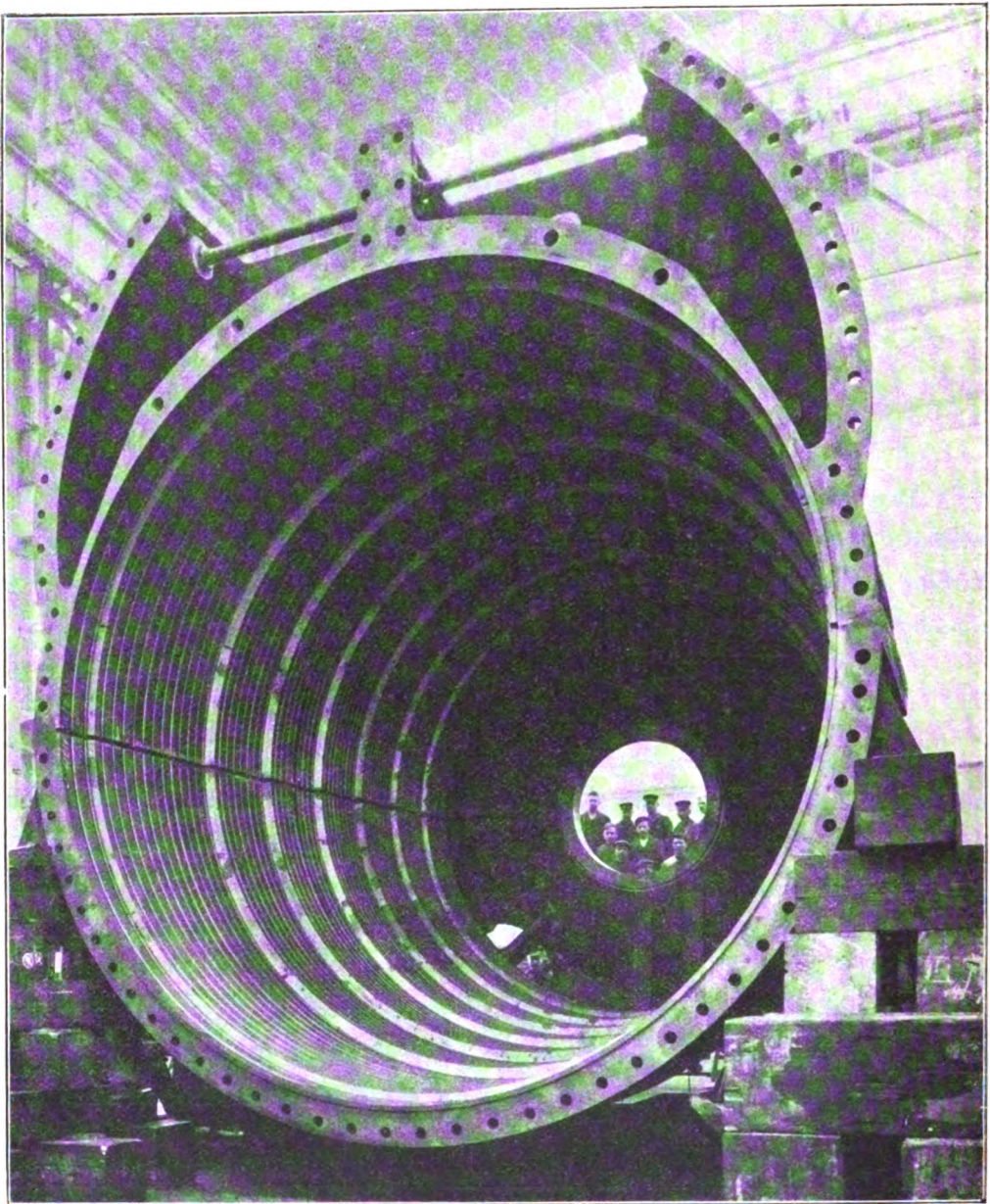


Fig. 1.

Aus dieser rapiden Entwicklung des Schiffsturbinenbaues in quantitativer und qualitativer Beziehung geht aber auch hervor, daß für den Schiffsturbinen-Konstrukteur in Deutschland ein großes Risiko vorlag. Die Schiffsturbinen mußten in großer Zahl und in größten Einheiten in Bau genommen werden, ohne daß man

über langjährige Erfahrungen verfügte. Die Intuition des Konstrukteurs war im allgemeinen ausschlaggebend für den Erfolg. Erst heute können wir im eigentlichen Sinne über Erfahrungen im Schiffsturbinenbau, namentlich im deutschen Schiffsturbinenbau, sprechen, und es wird die Aufgabe unserer Konstrukteure sein, diese Erfahrungen zum Anlaß weiterer Forschungen zu nehmen und in unermüdlicher Arbeit zur Vervollkommenung dieses wichtigsten Antriebsmechanismus zu verwenden.

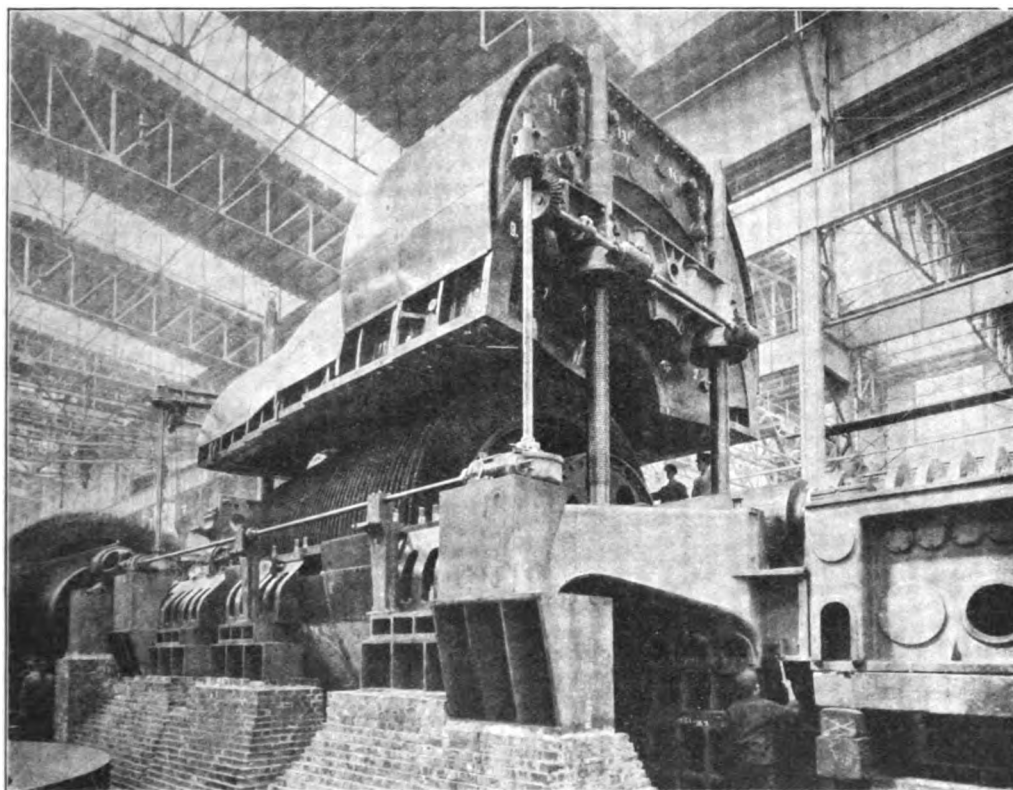


Fig. 2.

Welcher Art sind nun die Erfahrungen, auf welche der deutsche Schiffsturbinenbau zurückblickt?

Unser Schiffsturbinenbau hat sich, um mich so auszudrücken, aus zwei Hauptstämmen entwickelt: aus der reinen Reaktionsturbine, welche auf Grund der Parsons'schen Erfindungen auf englischem Boden aufgewachsen, und aus der Turbine gemischten Systems, welche in Deutschland unter Vorantritt der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft ihre Entwicklung erfahren hat.

Über die Vorzüge und Nachteile beider Turbinensysteme ist viel gesprochen und geschrieben worden. An den Stellen, wo dem Schiffsturbinenbau wahres

Verständnis entgegengebracht wird, sind jedoch die Kontroversen verstummt; ein friedlicher Ausgleich, welcher allerdings auch durch Ablaufen wichtiger Patente erleichtert wurde, hat stattgefunden, jeder Konstrukteur sucht sich aus beiden Gebieten das beste, was er jeweils für seinen Zweck gebraucht. Die Erfahrungen beider Lager sind zum technischen Gemeingut geworden.

Wenn man heute über Erfahrungen mit Schiffsturbinen spricht, darf man es also wagen, sich allgemein auszusprechen. Erfolge und Schwierigkeiten, freudige Überraschungen und bittere Enttäuschungen sind keinem derjenigen Konstrukteure erspart geblieben, auf deren Zeichenbrett Turbinenausführungen verschiedener Art in großem Stil entstanden sind, mögen sie ihr Wissen von der einen oder andern Gruppe geschöpft, mögen sie die reine Reaktionsturbine oder die Turbine gemischten Systems bevorzugt haben.

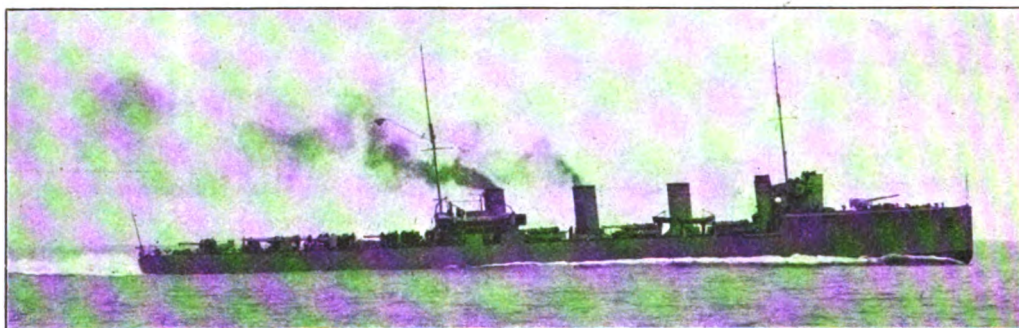


Fig. 3.

Unter Erfahrungen versteht man im allgemeinen schlimme Erfahrungen, und von den schlimmen Erfahrungen ist es eine, welche früher oder später bisher jeder Turbinenkonstrukteur — falls er überhaupt in die Lage kommt, viele Turbinen auszuführen — machte, die der Schaufelhavarien.

Man hat unzählige Konstruktionen ersonnen, um die Schaufelhavarien zu vermeiden. In rastloser Arbeit sind alle auftretenden Erscheinungen geprüft worden. Zahllose Patente und Musterschutzrechte sind erteilt worden, man ist mit ernster Rechnung der Gefahr zu Leibe gerückt und doch ist heute noch das Gespenst der Schaufelhavarie nicht gebannt. Ja, es will sogar manchmal scheinen, als ob die Turbinen, welche vor einem Jahrzehnt in Bau genommen wurden und bei welchen man mit sozusagen kindlicher Einfalt an manche konstruktiven Schwierigkeiten herantreten ist, in vieler Beziehung mehr befriedigt hätten. Hiermit soll nicht gesagt werden, daß bei der Konstruktion der Turbinen ein dunkles Etwas obwaltete, das noch nicht ergündet ist. Der Grund der Schwierigkeit liegt lediglich in der

eingangs skizzierten sprungweise angewachsenen Verwendung der Schiffsturbine, welche die Ausnutzung von Erfahrungen bei der Konstruktion neuer Objekte ausschloß. Die Fülle der herangetretenen Aufgaben, die Größe der Objekte, die bis auf die Spitze getriebenen Anforderungen an den Antriebsmechanismus haben trotz der Größe der aufgewendeten Bemühungen, der Schärfe der Berechnung und der Genialität der Konstruktion immer wieder neue Probleme enthüllt, zu deren Lösung Erfahrungen nicht vorlagen.

Wie gesagt, fast alle schlimmen Erfahrungen mit Schiffsturbinen gipfeln in Schaufelhavarien, und wenn ich heute über unsere Erfahrungen im Schiffsturbinenbau spreche, kann ich, ohne viel wichtiges zu übergehen, mich beschränken auf die Erfahrungen, welche mit den Turbinenbeschaufelungen gemacht worden sind. Ich bitte zu verzeihen, wenn ich hierbei auf scheinbar nebensächliche Kleinigkeiten eingehen muß, aber es hat sich gezeigt, daß gerade die unscheinbarsten Details es sind, welche bei dem oft millionenteiligen Organismus, den die Schiffsturbine darstellt, die ausschlaggebende Rolle spielen.

Die eingetretenen Schwierigkeiten haben die mannigfaltigsten Ursachen und lassen sich einteilen in zwei Gruppen:

- A. Schwierigkeiten, welche in Material und Konstruktion der Beschaufelung selbst begründet und
- B. solche, welche durch äußere Ursachen veranlaßt sind.

Zu den ersteren ist zunächst zu erwähnen das **S c h a u f e l m a t e r i a l**.

Die ersten Jahre des deutschen Schiffsturbinenbaues brachten in dieser Frage mancherlei Enttäuschungen, namentlich erwies sich die Verwendung von hochprozentigem Nickelstahl als ein Fehlgriff. Das Material (etwa 25% Nickelgehalt) zersetzt sich und verliert seine Festigkeit derart, daß ganze Schaufelreihen mit Leichtigkeit mit der Hand zerbrochen werden können. Die Schaufeln wurden durch Messingschaufeln ersetzt, und damit verschwand der hochprozentige Nickelstahl von der Liste der Schaufelmaterialien. Wesentlich besser kam man mit den nunmehr als Schaufelmaterial zunächst in Frage kommenden Kupfer-Zink-Legierungen weg. Dieselben haben alle ihren Zweck erfüllt und ich möchte die Ansicht vertreten, daß die Wahl dieser Legierungen an sich im allgemeinen, wenn es sich nicht um ganz außergewöhnliche Maschinen handelt, von verhältnismäßig untergeordneter Bedeutung ist, d. h. es haben sich unter normalen Umständen alle bewährt. Heutzutage stehen die Legierungen

67%	Kupfer,	33%	Zink,
70%	„	30%	„
72%	„	28%	„

im Vordergrund. Hoher Bleigehalt muß vermieden werden, da er die Schaufeln spröde macht, doch haben auch Schaufeln der genannten Legierungen mit einem abnormen Bleigehalt, wie er sich durch Unreinheit des Zinks ergeben kann, standgehalten.

Weniger zu empfehlen sind allem Anschein nach Aluminiumbronzen.

Ungünstig für die Haltbarkeit der Schaufeln, namentlich der ersten Kränze, ist ständiges leichtes Kochen der Kessel und unreines oder salziges Kesselwasser, z. B. Verunreinigung desselben durch abbröckelnde und Oxyd enthaltende schlechte Zinkschutzplatten.

Fehler in der Fabrikation, z. B. Längsrisse in den Schaufeln, wie sie sich gelegentlich beim Ziehen herausbilden, blätterige Stellen oder dergl., wenn in kleinerem Umfang vorhanden, haben nachweislich keine Gefahren ergeben.

Selbstverständlich ist man um so sicherer, je sorgfältiger die Abnahme des Materials erfolgt, und sind die Vorschriften der Kaiserlich Deutschen Marine auch in dieser Hinsicht vorbildlich. Bei Befolgung derselben ist die Entstehung einer Schaufelhavarie infolge von Materialfehlern ausgeschlossen.

Zu hohe Beanspruchung der Schaufeln durch die im normalen Betriebe auf dieselben wirkenden Kräfte hat m. W. niemals zu Turbinenhavarien geführt. Letztere sind in den bekannt gewordenen Fällen immer entstanden durch Umstände, welche die Schaufeln auch zerstört hätten, wenn die rechnungsmäßige Beanspruchung derselben geringer gewesen wäre.

Selbstverständlich muß es eine Norm geben, welche die Dimensionierung der Schaufeln nach den Anforderungen des normalen Betriebes regelt, und es würde hier zu weit führen, die allseits bekannte Berechnung der Schaufeln auf Biegung und Zug zu wiederholen. Es soll hier nur zum Ausdruck gebracht werden, daß, wenn man eine Beschaufelung sogar für den Betrieb mit größter vorkommender Überlastung der Anlage nach den bekannten Regeln ausreichend dimensioniert hat, man absolut noch nicht sicher ist, daß dieselbe standhalten wird, wenn nicht gleichzeitig das weiter unten gesagte über das Verhältnis der Länge zur Breite der Schaufeln eingehalten und die Abstützung der Schaufelenden in geeigneter Weise vorgenommen wird.

Es ist daher die Berechnung der Schaufeln auf Biegung und Zug nur eine der zahlreichen Vorsichtsmaßregeln, welche für die Gewinnung einer haltbaren Beschaufelung angewendet werden müssen. Eine große Anzahl der vor Jahren konstruierten Turbinen hat trotz sehr hoher Schaufelbeanspruchung dauernd standgehalten. Es rührte dies daher, daß bei denselben zufällig alle anderen Umstände

von selbst so lagen, bzw. bei allen Nebenumständen das Richtige zufällig so gut getroffen war, daß die Beschaufelung nicht havarierte.

Auch die Bemessung der achsialen und radialen Spielräume kann hier nicht unerwähnt bleiben.

Die heute üblichen Spielräume haben den normalerweise vorkommenden Deformationen der Turbinengehäuse und Rotoren im Betriebe im allgemeinen genügt, wenn nur beide letzteren Elemente richtig aufgebaut waren, und solange sich die Lagerung der Wellen in Ordnung befand.

Andererseits ist es einleuchtend, daß eine Turbine, bei welcher die Spielräume besonders reichlich bemessen sind, den auftretenden Eventualitäten, wie Wasserschlag, Vibrationserscheinungen und dergl. unter Umständen besser standhält als eine solche mit knappem Spiel. Die Tendenz des heutigen Turbinenbaues ist daher auf Vergrößerung der Spielräume gerichtet, eines der Momente für das stetige Anwachsen der Abmessungen und Gewichte der heutzutage vielfach an sich bereits zu großen direkt wirkenden Turbinen.

Ganz besondere Vorsicht ist bei der Bemessung der Spielräume der Hochdruckturbinen zu üben, falls überhitzter Dampf zur Verwendung gelangt, nicht nur wegen der bei den direkt wirkenden Schiffsturbinen verhältnismäßig weit in die Turbinen hinein sich fortpflanzenden hohen Temperatur, sondern namentlich auch wegen der unkontrollierbaren Wärmedeformationen, welche bei dem abwechselnden Heißwerden und Abkühlen der Vorwärts- und Rückwärtsturbinen beim Manövrieren eintreten.

Ein Radikalmittel für die Beseitigung der aus diesen kleinen achsialen Spielen entstehenden Havarien wäre die Vermeidung der Rückwärtsturbinen überhaupt, durch Anwendung von Reversiergetrieben, worüber später gesprochen werden soll. Gegenseitige Berührungen der Leit- und Laufschaufeln bedeuten nämlich für die einmal vorwärts, einmal rückwärts laufenden Turbinen fast stets eine schwere Havarie. Solange die Turbine in ihrem natürlichen Drehsinn, d. h. also die Vorwärtsturbine vorwärts, die Rückwärtsturbine rückwärts umläuft, streichen sich, wie aus Fig. 4 ersichtlich, die Schaufelflanken sozusagen glatt. Sobald aber beim Reversieren eine Turbine gezwungen ist, in ihrem unnatürlichen Drehsinn zu laufen, fassen die Schaufelflanken, falls durch irgendeine Ursache der achsiale Spielraum verschwunden, hintereinander, und die Zerstörung ist unausbleiblich.

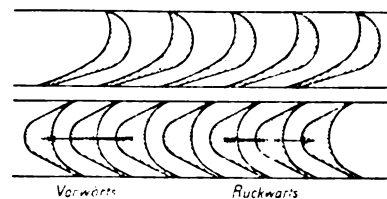


Fig. 4.

Wir kommen nun zur Frage der Befestigung der Schaufeln in dem rotierenden und feststehenden Teil.

Man hat alle möglichen Arten von Schaufelbefestigungen ersonnen; von dem Schaufelfuß, welcher gewissermaßen nur durch Reibung in seiner Nut festgehalten ist, bis zum Schaufelfuß mit doppelseitigem Schwalbenschwanz und dergl. hat man alle möglichen Formen angewandt und wegen der kleinen bei direkt wirkenden Turbinen vorkommenden Zentrifugalbeanspruchungen fast stets Erfolg damit gehabt. Wesentlich schwierigere Aufgaben in dieser Beziehung hat der stationäre Turbinenbau gelöst.

Wenn man, um zusammenzufassen, die für die Schaufeln vorgesehenen Nuten genügend tief macht, Schwalbenschwänze oder Einkerbungen womöglich auf beiden Seiten der Schaufeln vorsieht, diese Einkerbungen hinreichend tief unter die obere Begrenzung des Füllstückes legt, für Anliegen der Füllstücke durch vorsichtiges radiales Verstemmen oder konische Herstellung derselben sorgt, kann man über die Befestigung der Schaufeln, gute Ausführung vorausgesetzt, beruhigt sein. Die vorgekommenen Schaufelhavarien haben vielmehr im allgemeinen gezeigt, daß die Schaufeln lieber abbrechen, als sich aus ihrer Nut lösen.

Schwieriger schon gestaltet sich die Frage der Versteifung oder Abstützung der in die Schaufelnute eingesetzten Schaufeln gegeneinander. Von vornherein hat man erkannt, daß man im Turbinenbau nicht zum Ziel gelangt, wenn man jede einzelne Schaufel so stark herstellt, daß sie unter den auf sie wirkenden transversalen Beanspruchungen für sich allein stehen kann. Man war und ist stets genötigt, die Schaufeln miteinander zu verbinden, sie gegeneinander abzustützen.

Zweifellos wirken nämlich auf die Turbinenschaufeln rhythmische Kräfte, welche imstande sind, an denselben Erscheinungen hervorzubringen, die sich nicht anders erklären lassen, als durch fortwährenden Wechsel der Beanspruchung. Fig. 5 zeigt eine Turbinenschaufel, welche, obwohl aus nachweislich sehr dehnbarem Material bestehend, ohne irgendwelche andere Ursache abgebrochen ist. Diese Schaufel war am Ende weder durch Bindendraht noch durch Bandage gehalten; man hatte, auf das außergewöhnlich kräftige Profil und die geringe Länge der Schaufel vertrauend, dieselbe ohne Versteifungskonstruktion am Ende eingesetzt. Infolgedessen konnte die Schaufel den auf sie wirkenden rhythmischen Beanspruchungen nachgeben und zerbrach nach der verhältnismäßig geringen Anzahl von etwa 1700 Betriebsstunden. Die Schaufel bestand aus einer Legierung von 70% Kupfer und 30% Zink, die Festigkeit betrug 38 kg p. qmm, die Deh-

nung 34% auf 200 mm Länge gemessen, die größte rechnungsmäßige Bieungsbeanspruchung 600 kg p. qcm.

Eine Schaufelbeschädigung, welche durch keine anderen Vorgänge als durch im wesentlichen tangentialen Vibrationen der Schaufeln hervorgerufen sein kann, ist an einer sehr großen Turbine eines Handelsdampfers beobachtet worden.

Die Schaufeln der Turbine besaßen eine freie Länge von 350 mm, eine Profilbreite von 23 mm und waren, wie am Dampfaustrittsende üblich, ziemlich steil gestellt, so daß dieselben für Schwingungen in tangentialer Richtung ganz besonders

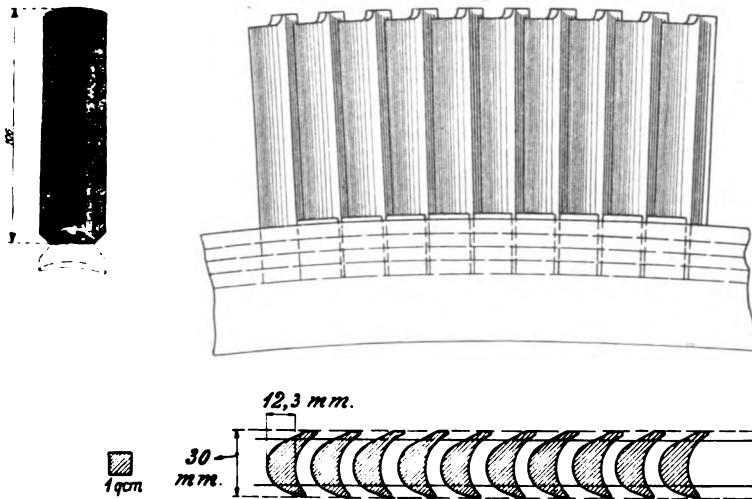


Fig. 5.

veranlagt waren. Die Abstützung der Schaufeln war durch drei Bindedrähte bewerkstelligt, welche in Abständen von etwa 1 m durchgeschnitten waren. Durch die tangentialen Vibrationen waren die äußersten Bindedrähte an ihren Schnittstellen (es war beim Durchschneiden der Drähte nur ein kleiner Spielraum von etwa 1 mm gegeben worden) zur Berührung gekommen und hatten sich durch das kontinuierliche, bei den Vibrationen auftretende Hämmern an den Enden stark aufgestaucht. Durch dieses Hämmern in tangentialer Richtung war an einzelnen Stellen der Bindedraht ziemlich scharf umgebogen worden und hatte die letzten Schaufeln des betreffenden Segments aus Reih und Glied herausgedrängt, vergl. Fig. 6, und zwar um 7–8 mm. Die Vibrationen scheinen indessen nur bei einer ganz bestimmten Tourenzahl bzw. Beanspruchung der Turbine aufgetreten zu sein, da sonst eine viel weitgehendere Zerstörung wohl unausbleiblich gewesen wäre. Nachdem durch Abfeilen der Bindedrahtenden eine Berührung derselben unmög-

lich gemacht, traten weitere Deformationen nicht mehr ein. Diese und ähnliche Beobachtungen gaben die Anregung zur Ausführung einer großen Anzahl von Versuchen über die Schwingungsfähigkeit der Turbinenschaufeln, welche meistens durch Anblasen der Schaufeln mit Druckluft bewerkstelligt wurden. Fig. 7 zeigt die Schwingungen eines durch intermittierende Druckluftströme angeblasenen Schaufelsegments mit einem Knotenpunkt, Fig. 8 die Schwingungen desselben Segments bei anderer Impulszahl mit zwei Knotenpunkten.

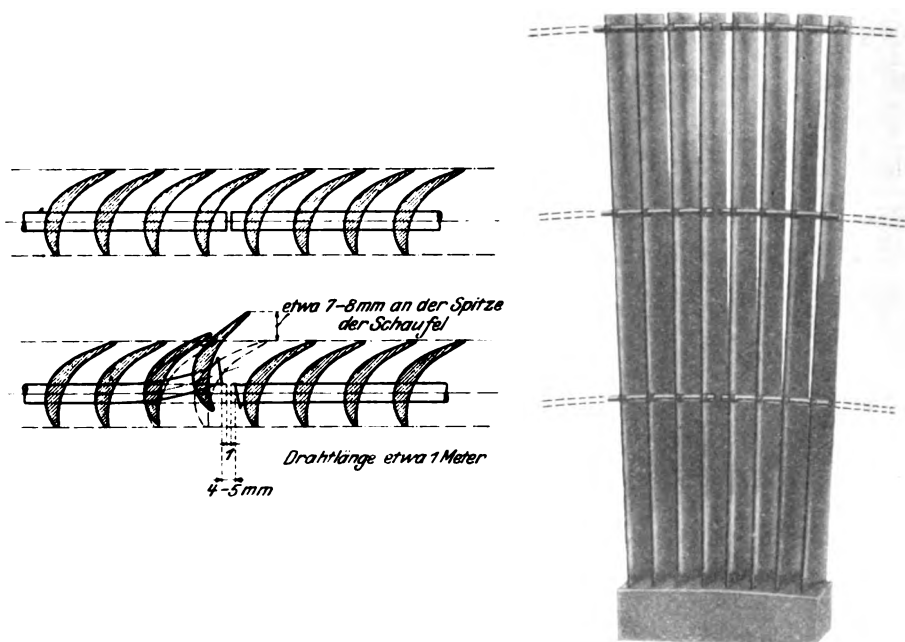


Fig. 6.

Die im Vorstehenden über die Schwingungsmöglichkeiten der Schaufeln wiedergegebene Beobachtung weist darauf hin, daß man vorsichtigerweise bei der Konstruktion der Turbinenschaufeln der Widerstandsfähigkeit derselben gegen Schwingungen Rechnung tragen sollte, und zwar ist es zweckmäßig, das Verhältnis der Länge der Schaufeln zu deren Widerstandsmoment gegen Biegung so zu wählen, daß die Schwingungszahl der Schaufeln sehr hoch zu liegen kommt.

Am einfachsten ist es, statt umständlicher theoretischer Erwägungen ein bestimmtes Verhältnis der Länge der Turbinenschaufeln zu der Breite des Profils festzulegen, welches bei der Konstruktion nicht überschritten werden darf, und

zwar liegt das größte zulässige Verhältnis anscheinend etwa bei 1 : 12 bis 1 : 14. Schaufeln mit einem Verhältnis von 1 : 16 bis 1 : 17 zeigen sich gegen Schwingungen schon bei oberflächlicher Probe von Hand sehr weich und erfordern eine besonders sorgfältige Versteifung.

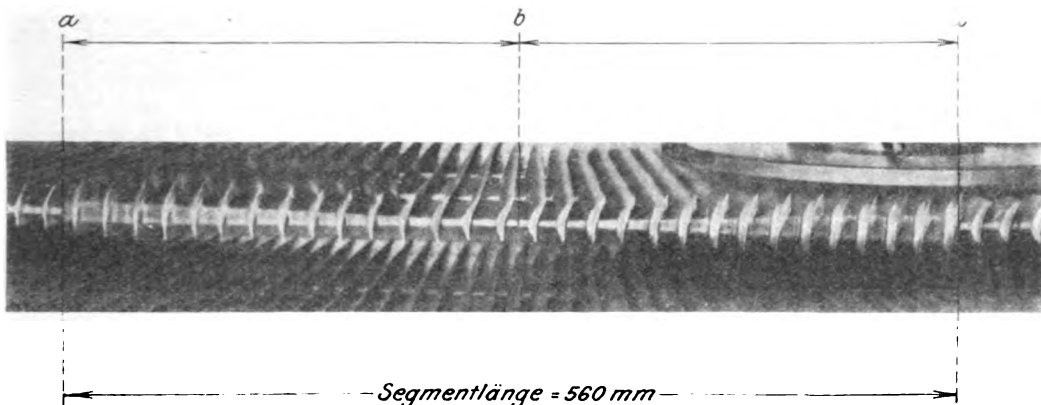
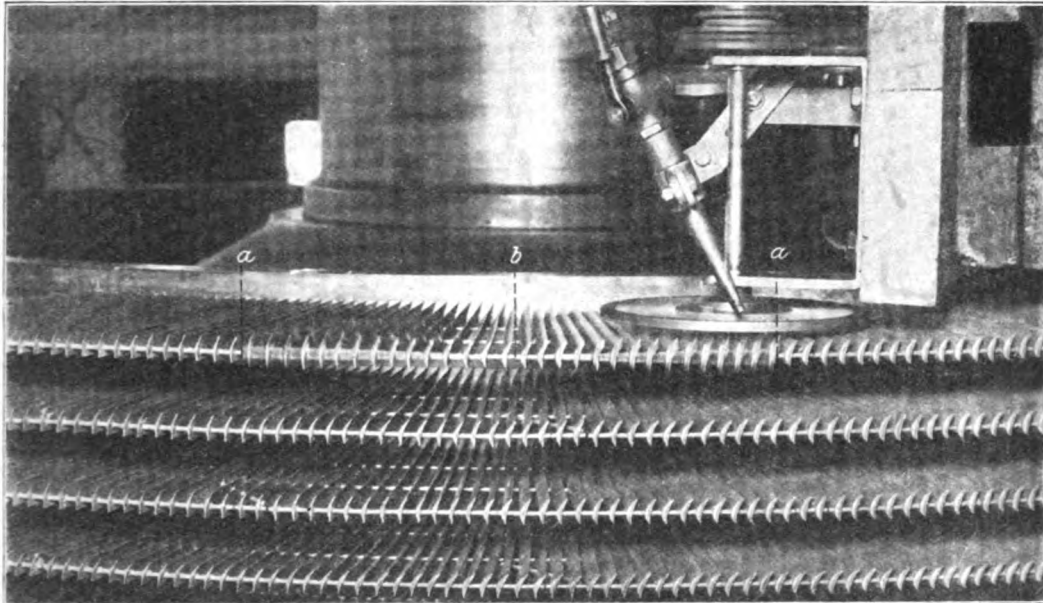


Fig. 7.

Man unterscheidet zwei Hauptarten von Abstützungen: Bindedrähte und Bandagen.

Die Ausführung der Schaufelabstützung durch Bindedrähte erfordert reiche Erfahrungen. Bei Verwendung derselben ist es wichtig:

schon bei möglichst niedrigen Schaufeln mit mehrfacher Bindung zu beginnen,
 den obersten Bindendraht sehr stark zu wählen,
 an den Schnittstellen der Bindedröhte Sicherungen gegen achsiale Verschiebungen der Schaufeln anzubringen,

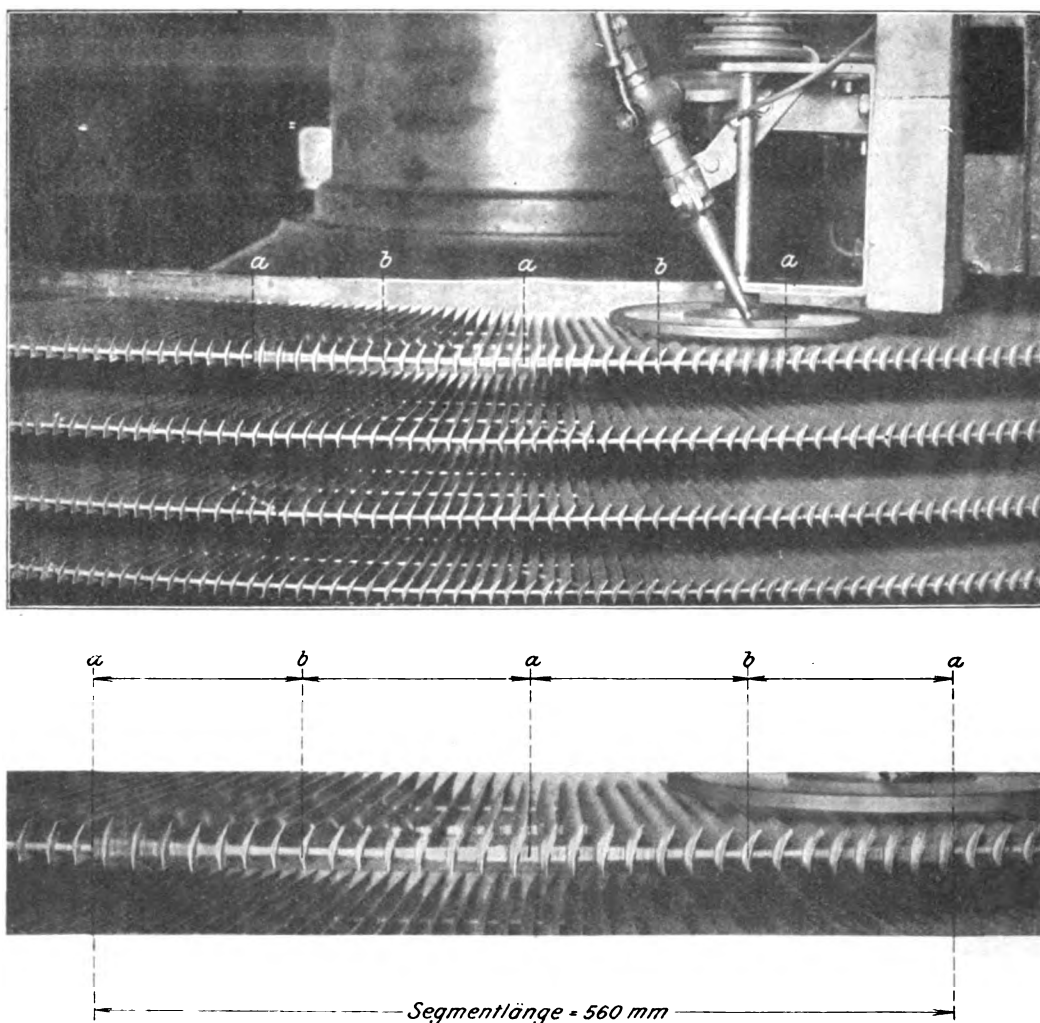


Fig. 8.

die Lötung mit nicht zu heißer und ganz reiner Flamme vorzunehmen, alles Hantierungen, welche große Sorgfalt und Sachkenntnis erfordern.

Aber auch die Verbindung der Schaufeln durch Bandagen erfordert eine sehr sorgfältige Ausführung, wenn sie durchaus betriebssicher sein soll. Gut ausgeführt hat sie den Vorteil, daß axiale Ausbiegungen des damit versehenen Schaufel-

kranzes weniger zu befürchten sind, daß sie den Stoß des etwa in der Turbine vorhandenen Wassers auf die einzelnen Schaufeln hemmt und daß sie im Falle zu kleinen Schaufelspiels durch ihr Vorstehen in axialer Richtung, wenigstens für den Anfang, das Einhaken der Schaufeln ineinander verhindert. Welche von beiden Arten der Schaufelabstützung als die mehr betriebssichere bezeichnet werden kann, müssen erst weitere Erfahrungen im längeren Betrieb ergeben.

Es würde zu weit führen, auf die Unsumme von Detailkonstruktionen einzugehen, welche für solche Versteifungen ersonnen worden sind. Ganz allgemein gesprochen ist es die ungeheure Anzahl der bei den direkt wirkenden Turbinen vorkommenden Schaufeln, welche die Anwendung absolut sicherer Konstruktionen und die schärfste Kontrolle der Arbeitsausführung erschwert, ein Moment welches auf die Einführung von Turbinen mit möglichst geringer Schaufelzahl hinweist.

Wenn im Vorstehenden von Konstruktionsprinzipien die Rede war, welche beachtet werden müssen, um beim normalen Betrieb den Bestand der Turbine zu gewährleisten, so mögen nunmehr einige Ursachen von Schaufelhavarien folgen, welche im allgemeinen außerhalb des normalen zunennenden Betriebszustandes liegen.

Fremdkörper, welche auf die eine oder andere Weise in die Turbine eingedrungen und dort Zerstörungen verursacht haben sollen, sind meistens nur in der Einbildung vorhanden und geben nur die so oft erwünschte Entschuldigung für andere Mängel ab.

Vorkommen kann das Eindringen von Fremdkörpern immerhin, und es sind auch Fälle bekannt geworden, in welchen dasselbe einwandfrei nachgewiesen ist. Die Anbringung von geschickt konstruierten Dampfsieben direkt vor der Einströmungsöffnung des Dampfes ist daher unerläßlich.

Wie ein verhältnismäßig kleiner Fremdkörper ziemlich erhebliche Schaufelbeschädigungen verursachen kann, zeigt der Vorgang an einer Niederdruckvorwärtsturbine eines großen Kriegsschiffes.

Es wurde beim Öffnen der Turbine in der dritten Leitschaufelreihe (der ersten der Trommelbeschaufelung) ein Bronzestückchen von etwa 6 mm quadratischem Querschnitt und 15 mm Länge gefunden, vielleicht das Bruchstück einer Ventilrippe, welches beim Durchgang durch die Eintrittsdüse und die drei ersten Laufschaufelreihen (Curtis-Stufen) Beschädigungen hervorgerufen hatte und in der ersten Leitschaufelreihe der Trommel stecken geblieben war.

In dieser Lage hatte es besonders die Schaufeln der vierten Schaufelreihe (der ersten Trommelreihe) stark beschädigt und entgegen der Drehrichtung des

Rotors geknickt. Auch die Beschädigungen an den ersten Schaufelreihen zeigten, daß sie beim Rückwärtslauf der Turbine erfolgt sind.

Einen gewissen Schutz gegen gefährliche Folgen des Eindringens von Fremdkörpern bietet auch hiernach zweifellos eine Anordnung, welche gestattet, die Turbinen stets in gleichem Drehsinn laufen zu lassen. Der Fremdkörper wird sich in diesem Falle an einer bestimmten Stelle derartig festsetzen, daß gewissermaßen die daran vorbeigleitenden Schaufeln höchstens eingebault werden, ohne daß ein Weitergreifen der Zerstörung stattfindet.

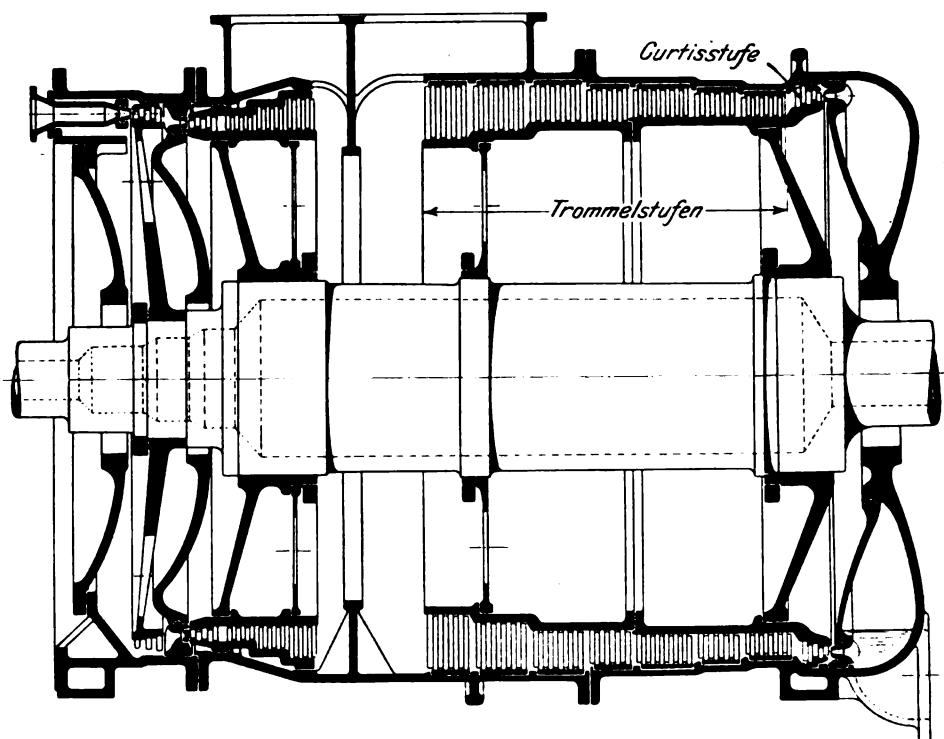


Fig. 9.

Auch Versehen im Betriebe, namentlich was die Einstellung von Lagern und Drucklagern betrifft, haben wiederholt Schaufelhavarien verursacht. Die bekannt gewordenen Fälle weisen darauf hin, daß ausreichende Vorrichtungen zur Kontrolle der axialen und radialen Spielräume sowie zuverlässige Sicherungen der Lagerschrauben u. dgl. vorhanden sein müssen.

Die meisten und schwersten Turbinenhavarien sind durch Wasserschläge hervorgerufen worden, eine Gefahr, welche bei Turbinenanlagen in ganz besonderem Maße droht, wenn abwechselnd Vorwärts- und Rückwärtsturbinen in Betrieb genommen werden. Infolgedessen sind fast alle diese Havarien entweder

beim Inbetriebsetzen der Turbinen oder bei Ausfahrt oder Einfahrt des Schiffes im Hafen oder Revier erfolgt. Die Wassermengen, welche während des Betriebes der Turbinen in gleichbleibendem Drehsinn nach und nach in dieselbe eintreten, schaden, auch wenn sie beträchtlich sind, nichts. Es sind viele Fälle bekannt, in welchen während der Fahrt die Kessel ins Kochen kamen und sich so große Wassermengen nach und nach in dem ganzen Rohrleitungssystem und den Turbinen ansammelten, daß in letzteren zweifellos Wasser bis zu einer gewissen Höhe gestanden haben muß.

Was für die Turbinen gefährlich ist, ist das plötzliche Hineinschießen von Wassermengen in die Beschaufelung bzw. die durch eintretenden Dampf plötzlich erfolgte Beschleunigung solcher Wassermengen in den Turbinen, wie dies bei Inbetriebsetzung und beim Reversieren erfolgen kann.

Derartige Wasserschläge sind imstande, Düsenbleche oder Schaufeln zu deformieren und dadurch in demselben Augenblick, in welchem sich der Drehsinn der Turbine ändert, und die Schaufeln also zum Ineinanderhaken kommen, eine gänzliche Zerstörung der Beschaufelung herbeizuführen. Eine typische Schaufelhavarie dieser Art ist infolge plötzlich eindringender Wassermengen an einer Turbine der in Fig 9. (Lichtbild) skizzierten Bauart eingetreten.

Im Raum vor dem Curtistrade der Vorwärtsturbine hatte sich Wasser gesammelt. Beim Einlassen des Dampfes in die Turbine wurden diese Wassermengen beschleunigt und durch die Düsenbleche, welche den Dampf zum Curtistrade auf der Trommel führen, gejagt. Dadurch wurden einzelne Düsenbleche aufgebogen und einzelne kleinere Schaufeln in den ersten Reihen hinter dem Curtistrade verbogen. Solange die Turbine in ihrer Drehrichtung weiterlief, konnten diese Folgen des Wasserschlages ohne irgendwelche schlimmen Einflüsse auf die Turbine bleiben, sobald aber umgesteuert wurde, kamen die nur schwach deformierten Schaufeln zum Ineinanderhaken und die Zerstörung begann.

Auf Photographie Fig. 10 sehen wir derartige durch Wasser aufgeweitete

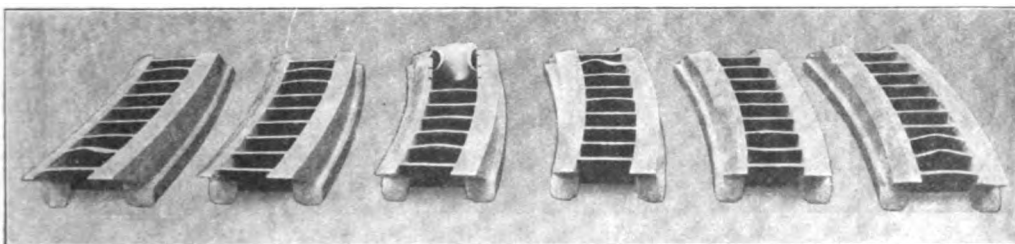


Fig. 10.

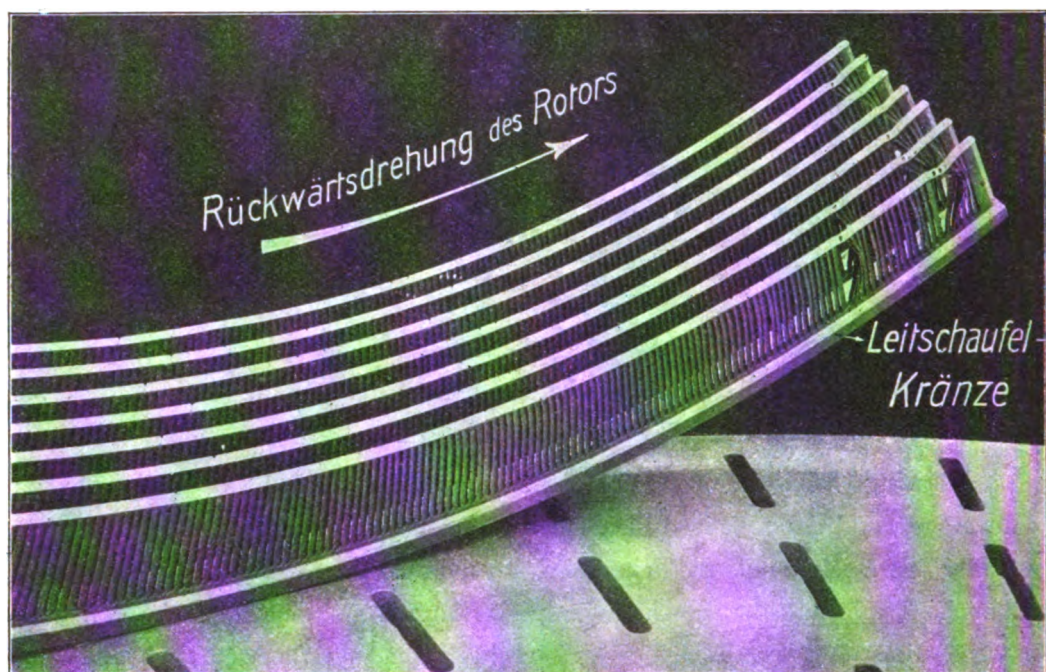


Fig. 11.

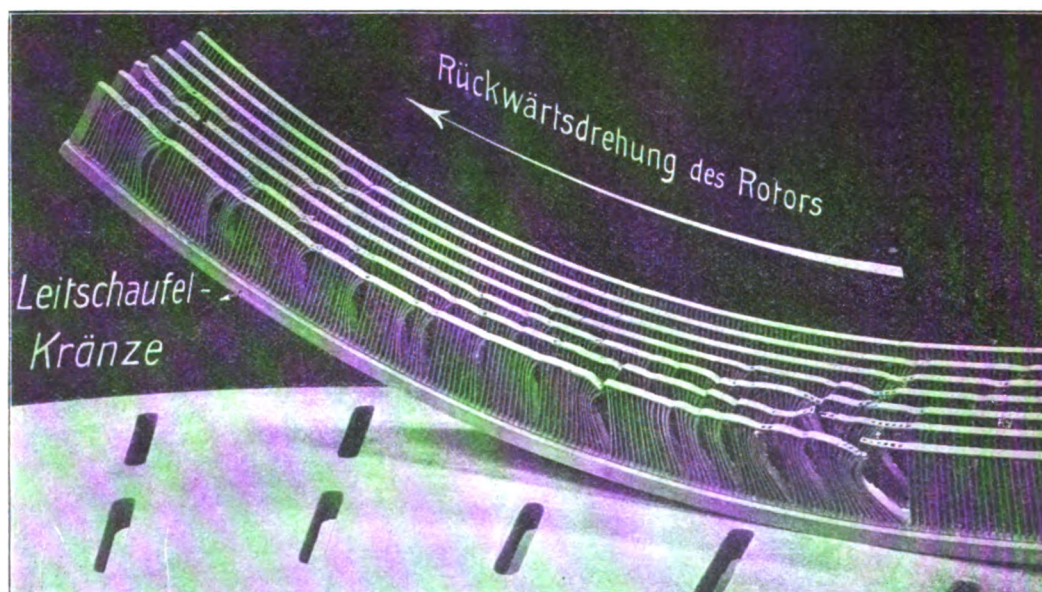


Fig. 12.

Düsenbleche, die Photographie Fig. 11 zeigt Leitschaufelkränze, an welchen die Zerstörung durch Ineinanderhaken der Schaufeln bereits begonnen hatte. Fig. 12 zeigt das fortgeschrittene Bild der Zerstörung. Bei genauer Besichtigung zeigte es sich, wie die Schaufelkanten messerartig ineinandergegriffen und dadurch die Schaufeln gewaltsam herausgerissen haben; es ist das typische Bild einer Havarie, welche in dieser Form bei in nur einer Drehrichtung laufenden Turbinen gänzlich ausgeschlossen ist.

Ein Bild vollständiger Zerstörung der Beschaufelung einer Rückwärtsturbine zeigt Fig. 13. Auch aus derselben ist ohne weiteres erkennbar, daß die Zerstörung durch Ineinanderfassen der Schaufeln bei der für die Turbine unnatürlichen Drehrichtung, also in diesem Falle bei Vorwärtsfahrt, erfolgt ist.

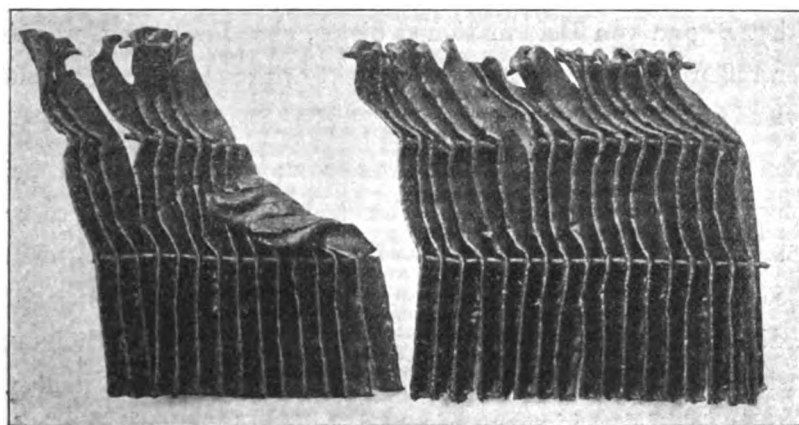
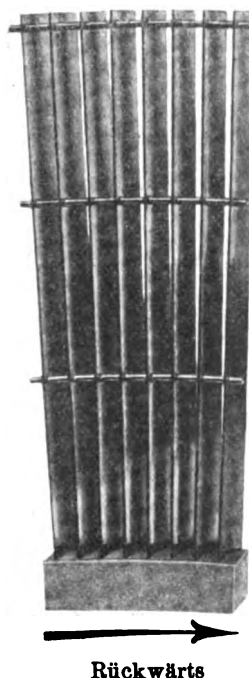


Fig. 13.



Es kann auch vorkommen, daß durch Eindringen von Wasser in die Turbinen ganz deutliche Geräusche entstehen, welche auf eine Deformation der Schaufeln schließen lassen. Öffnet man die Turbine, so ist dieselbe in tadellosem Zustande und nichts deutet darauf hin, daß irgend etwas in Unordnung sein könnte. Setzt man die Turbine wieder zusammen, so zeigt sich das Geräusch wieder, solange, bis einmal ein so erheblicher Wasserstoß eintritt, daß Deformationen beginnen. Solange die Turbine nun in ihrem natürlichen Drehsinn weiterläuft, tritt nichts Ernstliches ein, wird aber umgesteuert, so fassen die Schaufelflanken hintereinander und die Zerstörung beginnt ihr Werk.

Die Erfahrungen, welche die letzten Jahre auf dem Gebiete des Schiffsturbinenbaues — gemeint sind hier —

mit die bis heute fast ausschließlich vertretenen direkt wirkenden Turbinen — gebracht haben, lassen sich etwa, wie folgt, zusammenfassen:

Es empfiehlt sich:

1. die Dimensionierung der Schaufeln kräftiger zu halten als bisher üblich, um der Gefahr einer Beschädigung durch Wasserschlag und Vibrationen nach bester Möglichkeit entgegenzutreten.

Hierdurch werden allerdings Abmessungen und Gewicht der Turbinen noch weiter gesteigert, so daß dieses Erfordernis die weitere Entwicklung des Baues großer direkt wirkender Turbinen hemmend beeinflusst.

2. Für die Abstützung der Schaufeln gegeneinander nur die solideste Konstruktion zuzulassen, damit keine Stelle der Beschaufelung einen schwachen Punkt für den Beginn von Deformationen bietet, eine Forderung, welche bei der übergroßen Anzahl der Schaufeln direkt wirkender Turbinen auf große Schwierigkeiten stößt.
3. Die achsialen und radialen Spielräume weiter zu vergrößern, um bei kleinen Deformationen, wie sie durch Wasserschlag, Fremdkörper oder andere Zufälligkeiten entstehen können, das Ineinanderfassen der Schaufeln und damit schwere Havarien möglichst zu verhindern.

Auch diese Vorsichtsmaßregel läuft auf eine noch weitere Erhöhung von Dimensionen und Gewichten der direkt wirkenden Turbinen hinaus.

4. Die Turbinen im Schiff derartig anzuordnen, daß die größten und empfindlichsten Turbinen nur in ihrer natürlichen Drehrichtung umzulaufen brauchen, eine Forderung, welche sich, wenn auch für die Betriebssicherheit sehr vorteilhaft, aus den verschiedensten Gründen selten erfüllen läßt.

So ernst auch die Bemühungen der letzten Jahre gewesen sind, alle Betriebsgefahren der direkt wirkenden Turbinen zu beseitigen, so haben dieselben — es zeigen dies auch die heute noch leider sich allzuhäufig wiederholenden Turbinenhavarien — noch zu keinem völlig befriedigenden Resultat geführt, vielmehr weisen vorstehend gegebene Zusammenfassungen der Betriebserfahrungen auf die Einführung der indirekt, d. h. durch Zwischenschaltung von Getrieben wirkenden Turbinen hin, bei welchen die Schwierigkeit großer Abmessungen, großer Schaufelzahl und besonderer Rückwärtsturbinen vermieden werden kann.

Wenn auch die größten Werke sich erst vor wenigen Jahren für den Bau von direkt wirkenden Schiffsturbinen gewaltigster Abmessungen mit großen

Kosten eingerichtet haben, gewinnen doch die Bestrebungen, die indirekt wirkenden schnell laufenden Turbinen, womöglich unter Benutzung eines Reversiergetriebes einzuführen, rapid an Boden, umsomehr als derartige Anlagen außer ihrer Betriebssicherheit auch hinsichtlich Ökonomie, Raum- und Gewichtsbedarfs die größten Vorteile bieten.

II.

Wenn wir nun das Gebiet der Erfahrungen mit den heute im Bau und Betrieb befindlichen direkt wirkenden Schiffsturbinen verlassen, müssen wir uns also einem neuen Gebiet zuwenden, welches zweifellos dem Schiffsturbinenbau noch ausichtsreichere Bahnen eröffnen wird, nämlich dem Gebiet der nicht direkt, sondern unter Zwischenschaltung eines Getriebes arbeitenden Turbinen.

Hier sind es zwei Wege, welche bereits zu greifbaren Resultaten geführt haben:

das nicht umsteuerbare Zahnradgetriebe,
der unsteuerbare Föttinger-Transformator.

Die Hauptvorteile des Zahnradgetriebes sind:

1. die Möglichkeit der Anwendung hoher Übersetzungsverhältnisse,
2. der hohe Wirkungsgrad.

Die Hauptnachteile sind:

1. die Übertragung der Kraft durch sich unter Druck berührende Maschinenteile, woraus eine nicht zu leugnende Empfindlichkeit des Übertragungsmechanismus resultiert,
2. die Notwendigkeit, bei sehr großen Leistungen eine sehr starke Unterteilung der Antriebsturbinen vorzunehmen, wodurch Komplikationen und Verluste an Ökonomie zu befürchten sind,
3. das singende Geräusch der Räder, welches namentlich bei Nebel stört,
4. der Mangel an Umsteuerbarkeit.

Letzterer Mangel zieht eine Reihe von Schwierigkeiten nach sich, welche in ihrer Gesamtheit die Verwendung der Rädergetriebe für Kriegsschiffe und hochwertige Handelsdampfer erschweren.

Hierzu gehören:

- die Gefahr des Wasserschlages beim Manövrieren infolge abwechselnden Warm- und Kaltwerdens der Vorwärts- und Rückwärtsturbinen und der zugehörigen Dampfleitungen,
- die Schwierigkeit der Verwendung von Überhitzung, letztere, da es bedenklich ist, ohne vorherige Anwärmung den Heißdampf in die abgekühlte Vorwärts- oder Rückwärtsturbine plötzlich einzulassen,
- die Unmöglichkeit, hohe Rückwärtsleistungen zu erzielen, weil hierfür besondere Rückwärtsturbinen nötig sind und dieselben unmöglich annähernd so groß gemacht werden können, wie die Vorwärtsturbinen,
- der Umstand, daß die Turbinen einmal vorwärts und einmal rückwärts laufen müssen, wodurch bei kleinen Deformationen der Beschaufelung das im Vorhergehenden erwähnte gefährliche Incinanderhaken der Schaufeln mit daraus resultierenden schweren Havarien entstehen kann.

Die Hauptvorteile des Föttinger-Transformators sind:

1. die Umsteuerbarkeit,
2. der Mangel an sich berührenden Teilen, da die Leistung durch strömendes Wasser übertragen wird, woraus höchste Betriebssicherheit resultiert,
3. die Möglichkeit, die größten Leistungen ohne jede Unterteilung zu bewältigen,
4. der geräuschlose Betrieb.

Die Nachteile des Föttinger-Transformators sind:

1. der etwas geringere Wirkungsgrad der Übersetzung,
2. das bei Einhaltung besten Wirkungsgrades beschränkte Übersetzungsverhältnis.

Zur Frage der zulässigen Übersetzungen bei den beiden Getrieben ist folgendes zu bemerken:

Beim Rädergetriebe sind, allerdings nur bei Übertragung kleinerer Leistungen, Übersetzungen bis zu 1 : 20 verwendet worden. Dagegen ist man über eine 4—6 fache Übersetzung nicht hinausgegangen bei der Übertragung größerer Leistungen, wofür 3000 Pferdestärken pro Triebad die Grenze der in Betrieb befindlichen Ausführungen bildet. Allerdings sollen dem Vernehmen nach gegenwärtig Übertragungen von 7000 Pferden pro Ritzel im Bau begriffen sein. Die jedoch immerhin bestehende Beschränkung in der pro Ritzel zu übertragenden Leistung ergibt unter Umständen recht komplizierte Anlagen, worauf später zu-

rückgekommen werden soll. Auch verbietet sich bei höheren Leistungen die Verwendung sehr hoher Übersetzungen durch die enormen Abmessungen des getriebenen Rades.

Beim Transformator bilden Übersetzungen von etwa 1 : 7 die obere erprobte Grenze, ohne daß jedoch ein Grund einzusehen wäre, weshalb diese Übersetzung nicht noch gesteigert werden könnte. Im übrigen ist diese Grenze der Übersetzung für die Verwendung des Transformators auf hochwertigen Schiffen kein Hindernis, denn bei Torpedobooten, Kreuzern, Linienschiffen sowie schnellfahrenden Handelsdampfern werden höhere Übersetzungen nicht benötigt. Zudem bedeutet gerade bei diesen Schiffstypen die Umsteuerbarkeit des Föttinger-Transformators einen ganz besonderen Vorteil.

Der Vergleich der Wirkungsgrade beider Getriebe stellt sich wie folgt:

Der Wirkungsgrad des Transformators beträgt in den Gebieten, in welchen er für den Schiffsantrieb ernstlich in Frage kommt und worüber im weiteren noch gesprochen werden soll, ... 88—90 %

Hierzu kommen bei Benutzung des erwärmten Arbeitswassers für die Speisewasservorwärmung noch . . . 1,5—2 %
so daß sich der Wirkungsgrad auf 90—91,5 %
erhöht.

Der Wirkungsgrad des Zahnradgetriebes beträgt etwa
97—98 %

Hiervon ist abzuziehen die Drucklagerreibung mit
etwa. 0,5 %

(Beim Transformator entfällt die Drucklagerreibung zum größten Teil infolge des Ausgleichs von Propellerschub und Sekundärschub des Transformators).

Ferner ist abzuziehen der Ventilationsverlust bei Rückwärtsfahrt. Derselbe beträgt, falls eine gute Rückwärtsturbine vorgesehen wird 2 %
somit Wirkungsgrad des Zahnradgetriebes 94,5—95,5 %
Höherer Wirkungsgrad zugunsten des Zahnradgetriebes 4—4,5 %.

Stellt man dieser geringen Ersparnis an Ökonomie beim Rädergetriebe den eminenten Vorteil gegenüber, welchen die Manövrierfähigkeit der Turbo-Transformatoranlage bietet, so verschiebt sich das Bild sehr zugunsten der letzteren.

In Erkenntnis dieser Tatsache hat sich unser Reichs-Marine-Amt auch mit der Frage des Transformators bereits eingehend beschäftigt und wird denselben in Fällen, wo er besondere Vorteile bringt, auch verwenden.

Die Einführung dieses hydraulischen Getriebes bedeutet für die Schifffahrt, ganz abgesehen von den übrigen Vorteilen, insofern eine neue Epoche, als damit, wie gesagt, die Manövrierfähigkeit der Turbinenschiffe auf eine ganz andere Basis gestellt wird als bei direkt wirkendem Antrieb. Es drückt sich dies augenfällig durch die außerordentliche Verkleinerung der Stoppzeiten und Stoppwege aus.

Aus den gemessenen Werten für Stoppzeiten und Stoppwege der Schiffe verschiedenster Typen wurde eine Formel zur Berechnung von Stoppzeiten und Stoppwegen ermittelt, welche eine vorzügliche Übereinstimmung mit den gemessenen Werten liefert. Nach derselben sind folgende Verkürzungen von Stoppzeit und Stoppweg zu erwarten, wenn statt der direkt wirkenden Turbinenanlagen mit 35 % bis 45 % Rückwärtsleistung Turbotransformatoren mit 70 % bis 80 % Rückwärtsleistung, bezogen auf die Vorwärtsleistung, verwendet werden (Ziffern, welche sich bei der ohne weiteres erreichbaren Rückwärtsleistung des Transformators von 85 % bis 90 % noch günstiger gestalten würden):

Schiffstyp	Verkürzung von	
	Stoppzeit	Stoppweg
Schnelldampfer von 56 000 Tonnen Displacement und 23 Knoten Geschwindigkeit	24 %	23 %
Linien Schiff von 24 000 Tonnen Displacement und 22 Knoten Geschwindigkeit	34 %	32 %
Kleiner Kreuzer von 7000 Tonnen Displacement und 28 Knoten Geschwindigkeit	28 %	35 %
Torpedojäger von 1200 Tonnen Displacement und 35 Knoten Geschwindigkeit	35 %	35 %

Hier mag auch der Vergleich zwischen den gemessenen Werten der beiden Seebäddampfer „Kaiser“ und „Königin Luise“ folgen. Bei dem ersteren Schiff mit direkt wirkenden Turbinen betrug der Stoppweg 550 m, die Stoppzeit 113 Sek., beim Dampfer „Königin Luise“ dagegen mit Turbotransformatorantrieb der Stoppweg 230 m, die Stoppzeit 67 Sek.

Die Entwicklung der erwähnten Formel für den Stoppweg würde hier zu weit führen; es ist aber ohne weiteres klar, daß derselbe bei der Turbotransformatoranlage einen viel geringeren Wert annimmt als beim direkten Turbinenantrieb oder dem Rädergetriebe, wenn man bedenkt, daß beim Turbotransformatorantrieb

durch Umlegen des Umsteuerhebels die Einschaltung des Rückwärtskreislaufes fast momentan in 3 bis 4 Sek. geschehen kann, auf der Propellerwelle nur rotierende Massen von sehr geringem Schwungmoment sitzen, die Rückwärtsleistung fast momentan mit ihrer vollen Größe einsetzt, und dieselbe fast doppelt so groß ist als beim direkten Turbinenantrieb.

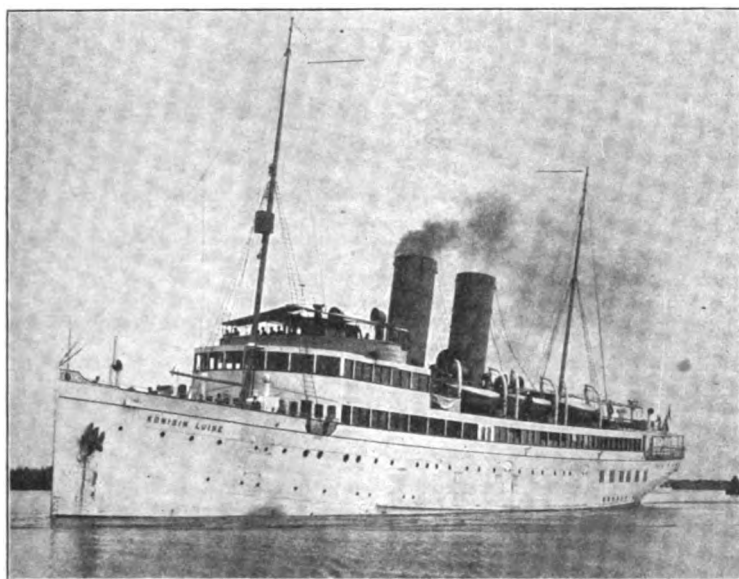


Fig. 14.

Wer die Manövrierfähigkeit des Turbotransformatordampfers „Königin Luise“ (Fig. 14) beobachtet hat, wird zugeben, daß für den Führer eines Fahrzeuges eine sehr große Beruhigung in dieser außerordentlichen Verkürzung des Stoppweges liegt. Bei Nebel und unsichtigem Wetter können plötzlich auftretende Hindernisse bei diesem Antrieb wohl in den meisten Fällen pariert werden, ja es ist sogar denkbar, bei Turbotransformatoranlagen die besonders für Passagierdampfer lang-erwünschte Umsteuerung von der Brücke aus in dringenden Fällen vorzunehmen. Da die Turbine des Turbotransformatorantriebes immer in der gleichen Drehrichtung weiterläuft, und der Geschwindigkeitsregulator die Tourenzahl der

Turbine beim Manövrieren vollkommen festhält, im übrigen aber keinerlei Hantierungen erforderlich sind (wie z. B. das lästige Einstellen des Stopfbüchsen-dampfes bei umkehrbaren Turbinen u. dgl.), wird sich eine derartige Einrichtung, sobald der Seemann Wert darauf legt, ermöglichen lassen.

Diese Einrichtung ist von erheblichem Vorteil, weil es natürlich nicht zu vermeiden ist, daß der Maschinist gelegentlich auch den Maschinistenstand verläßt. Es ist in den meisten Fällen daher sehr wahrscheinlich, daß eine derartige Vorrichtung, verbunden mit der außerordentlich verkleinerten Stoppstrecke des Turbotransformatorantriebes, Kollisionen, welche sonst vorgekommen wären, vermeidet oder derartig abschwächt, daß keinerlei erhebliche Schäden entstehen können. Vielleicht liegt in dieser Anordnung das von vielen Erfindern auf phantastischem Wege gesuchte Mittel zur Beseitigung schwerer Kollisionsgefahren.

Um den Fortschritt, welcher in den neueren Anordnungen mit indirekt wirkenden Turbinen liegt, zu kennzeichnen, seien im folgenden eine Reihe von Vergleichen solcher Anlagen mit den bisher üblichen Schiffsmaschinensystemen gezogen:

1. Fig. 15 zeigt den Vergleich zwischen der Turbinenanlage des „Imperator“ und dem sorgfältig ausgearbeiteten Projekt einer Anlage gleicher Größe und Leistungsfähigkeit mit Turbotransformatorantrieb.

Die **R a u m e r s p a r n i s** bedarf keiner Erläuterung; sie ist ohne weiteres aus den beiden Figuren ersichtlich.

Das **G e w i c h t** der reinen Turbinenanlage des „Imperator“ beträgt 2910¹⁾ t,
das **Gewicht** der Turbotransformatoranlage gleicher Leistung 1890¹⁾ t.

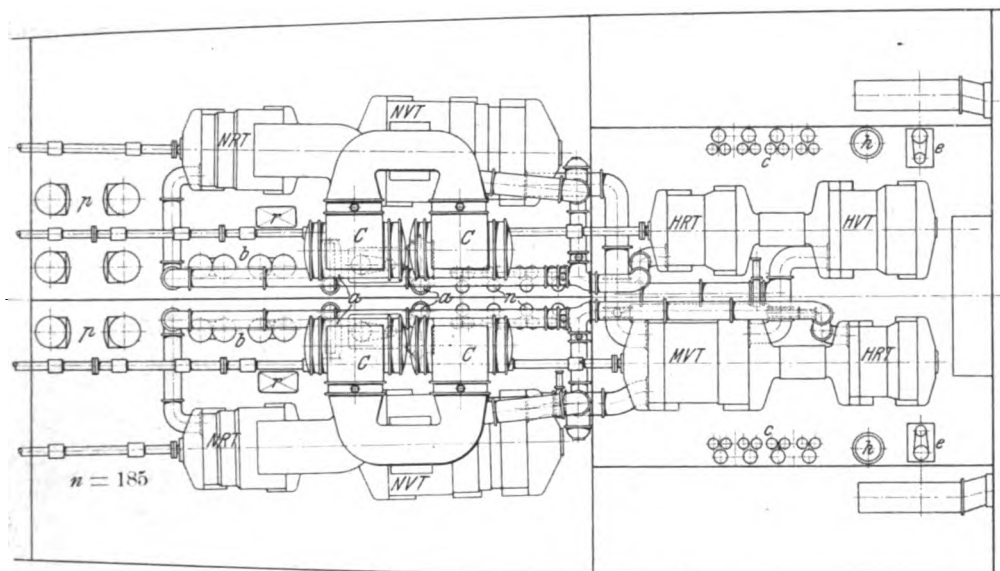
Der **K o h l e n v e r b r a u c h** der „Imperator“-Anlage beträgt pro effektive Wellenpferdestärke und Stunde inkl. der maschinellen Hilfsmaschinen 0,6 kg,
bei der Turbotransformatoranlage bei Anwendung einer ganz geringen Überhitzung (250° an der Turbine) pro Wellenpferdestärke und Stunde inklusive der maschinellen Hilfsmaschinen 0,58 kg,
bei einer Dampftemperatur von 300° an der Turbine 0,56 kg.

Die **R ü c k w ä r t s l e i s t u n g** beträgt bei der „Imperator“-Anlage bezogen auf die Leistung bei Vorwärtsgang 55 %,
bei der Turbotransformatoranlage 85 %.

¹⁾ Hier und im folgenden umfaßt das angegebene Gewicht die Hauptmaschinen bezw. Hauptturbinen nebst Armaturen, Kondensatoren, Wellen und Propellern, bei den Anlagen mit Transformatoren außerdem das Gewicht der Transformatoren nebst Zubehör und Betriebswasser für dieselben.

Maschinenanlage des Dampfers „Imperator“.

M.: 1:400.



Ausgeführte Anlage mit direktem Turbinenantrieb.

Für direkten Antrieb:

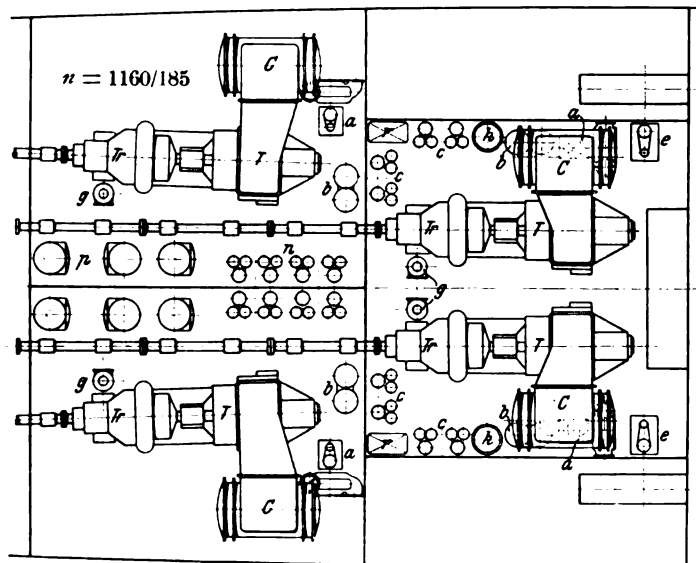
HVT Hochdr.-Vorw.-Turb.
 MVT Mitteldr.- " "
 NVT Niederdr.- " "
 HRT Hochdr.-Rückw.-Turb.
 NRT Niederdr.- " "

Für Transformatorantrieb:

T Hauptturbinen.
 Tr Transformatoren.
 g Rückförderpumpen.

Für beide Antriebe:

C Hauptkondensatoren.
 a Hauptkühlwasserpumpen.
 b Hauptluftpumpen.
 c Hauptspeisepumpen.
 e Howdengebläse.
 h Oberflächenvorwärmer.
 n Mischvorwärmerpumpen.
 p Evaporatoren.
 r Luftpumptanks.



Anlage mit Turbotransformatorantrieb.

Vergleichswerte:

	Direkter Antrieb	Transf.-Antrieb
Schaufeln und Füllstücke	1 500 000	44 000
Gewicht	2910 t	1890 t
Kohlenverbrauch pro PSe u. Std.	0,6 kg	0,58 kg
Rückwärtsleistung	55 0/0	85 0/0

Fig. 15.

Dabei ist die Manövrierfähigkeit der Turbotransformatoranlage eine ungleich größere. Sämtliche vier Wellen lassen sich momentan umsteuern, alle vier Aggregate sind einander vollständig gleich, Überströmleitungen und alle derartigen Komplikationen kommen in Wegfall.

Es dürfte schließlich noch interessieren, die Gesamtzahl der Schaufeln und Füllstücke zu vergleichen. Die Turbinen enthalten:

bei der „Imperator“-Anlage	1 500 000	Schaufeln und Füllstücke,
bei der Turbotransformatoranlage	44 000	„ „ „

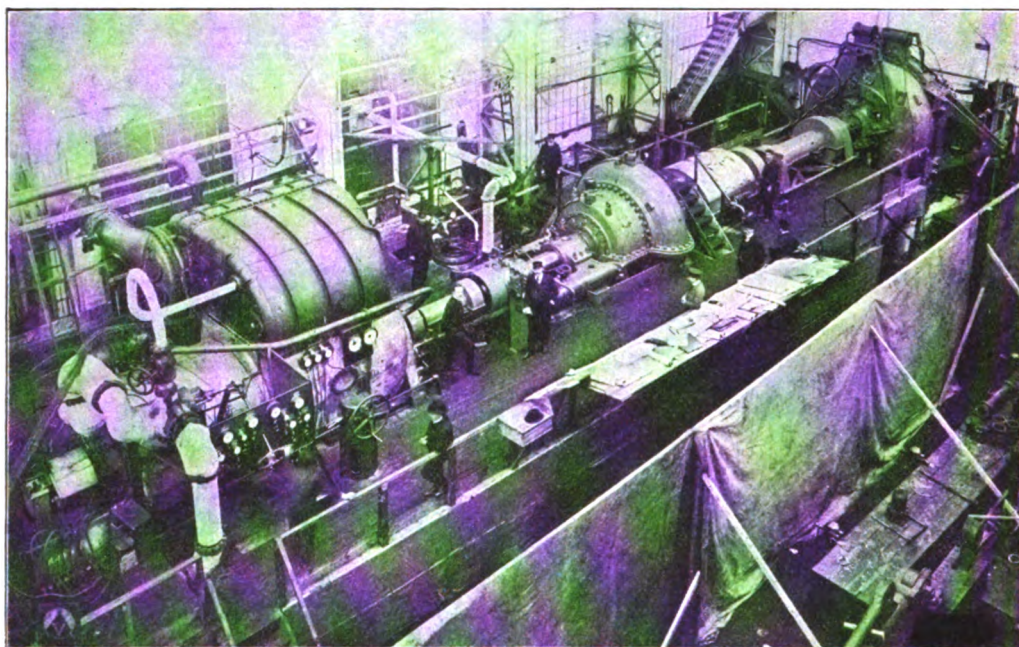


Fig. 16.

Der Turbotransformatorantrieb gestaltet sich, namentlich bei Anlagen der größten Dimensionen, so einfach und so vorteilhaft, daß man sich heute schwer vorstellen kann, daß derartige Anlagen in nächster Zukunft ohne dieses Hilfsmittel in Bau genommen werden sollten.

Ich lege besonderen Wert darauf, zu betonen, daß es sich hier und im folgenden nicht um Projekte handelt, welche lediglich auf dem Papier stehen. Es kann für dieselben vielmehr jeden Augenblick die volle Verantwortung übernommen werden, denn die Projekte stützen sich auf Versuche größten Stils mit ausgeführten Transformatoren.

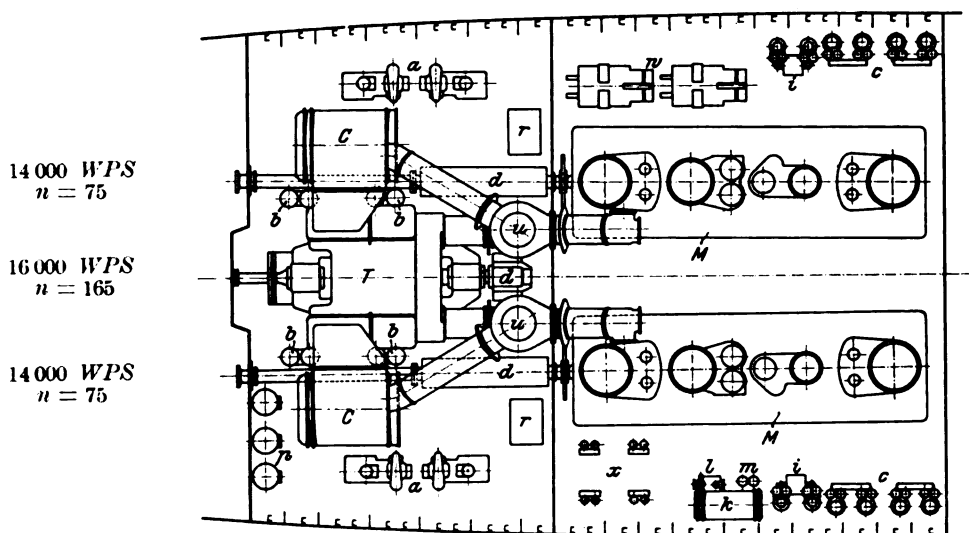
Fig. 16 zeigt den in den Werkstätten des Vulcan ununterbrochen 14 Tage lang erprobten Transformator von 10 000 primären Pferdestärken. Durch Steigerung der Tourenzahl um 22 % hätte die Leistung dieses Transformators ohne weiteres

auf 18 000 Pferdestärken gesteigert werden können; lediglich der Mangel an Kesselkraft im Prüffeld machte dies unmöglich. Ich kann also getrost aussprechen, daß wir in diesem Transformator denjenigen der „Imperator“-Anlage vor uns sehen.

2. Fig. 17 bringt eine Gegenüberstellung der wohlbekannten Anlage der „Olympic“ mit zwei Kolbenmaschinen und einer Abdampfturbine gegenüber einer gleichwertigen Anlage mit Turbotransformatorantrieb.

Maschinenanlage des Dampfers „Olympic“.

M. 1:400.



Ausgeführte Anlage mit direktem Antrieb durch Kolbenmaschinen und Abdampfturbine.

Für direkten Antrieb:

M Hauptkolbenmaschinen.

T Abdampfturbine.

u Schaltventile.

Für Transformatorantrieb:

T' Hauptturbinen.

Tr Transformatoren.

g Rückförderpumpen.

Für beide Antriebe:

C Hauptkondensatoren. $3 \times 15\,500\text{ WPS}$
 $n = 900/150$

a Hauptkühlwasserpumpen.

b Hauptluftpumpen.

c Hauptspeisepumpen.

d Drucklager.

i Vorwärmerpumpen.

k Hilfskondensator.

l Hilfskühlwasserpumpe.

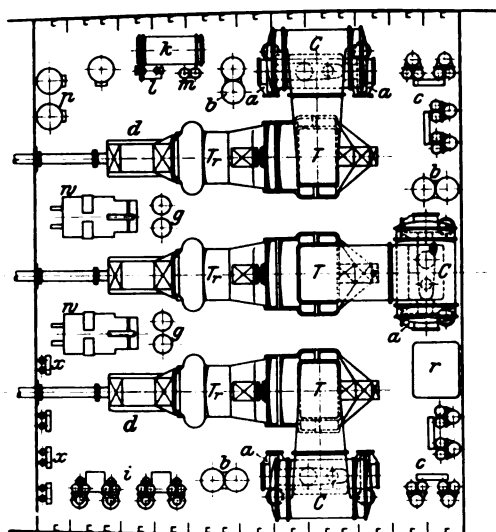
m Hilfsluftpumpe.

p Evaporatoren.

r Speisewassertanks.

w Kühlmaschinen.

x Hilfspumpen.



Anlage mit Turbotransformatorantrieb.

Fig. 17.

Die **R a u m e r s p a r n i s** bedarf hier ebenfalls keiner Erläuterung.

Die **G e w i c h t s e r s p a r n i s** beträgt beim Turbotransformatorantrieb 1300 t.

Der **K o h l e n v e r b r a u c h** ist bei beiden Anlagen unter Anwendung einer mäßigen Überhitzung beim Transformatorbetrieb identisch.

Die **R ü c k w ä r t s l e i s t u n g** ist bei der Turbotransformatoranlage um 30 % größer als bei dem ausgeführten Antrieb.

Die **M a n ö v r i e r f ä h i g k e i t** schließlich ist beim Turbotransformatorantrieb unvergleichlich besser als bei dem ausgeführten Riesendampfer. Abge-

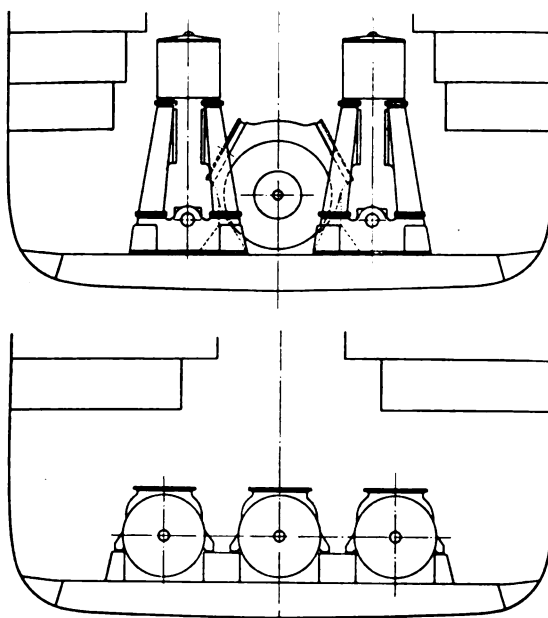


Fig. 18.

sehen davon nämlich, daß bei dem neuen Antrieb sämtliche drei Wellen unabhängig voneinander momentan reversiert werden können und die Rückwärtsleistung eine wesentlich günstigere ist, stört auch bei der alten Anlage die notwendige Umschaltung des Dampfes der Kolbenmaschinen von der Abdampfturbine direkt auf die Kondensatoren die Manövrierfähigkeit in empfindlicher Weise.

Von Interesse ist auch der Querschnitt durch die Maschinenanlage (Fig. 18), aus welchem hervorgeht, wieviel weniger Höhe der neue Antrieb beansprucht als das alte System.

3. Um bei den Handelsschiffen zu bleiben, folge hier ein Vergleich zwischen dem Turbinendampfer „Kaiser“ der Hamburg-Amerika-Linie und dem

kürzlich fertiggestellten Dampfer „Königin Luise“ der gleichen Linie (Fig. 19).

Gewicht der Anlage

des Dampfers „Kaiser“ 157 t,

des Dampfers „Königin Luise“ 94 t.

M. 1:250.

Dampfer „Kaiser“.

Direkter Turbinenantrieb.

2 × 2800 WPS.

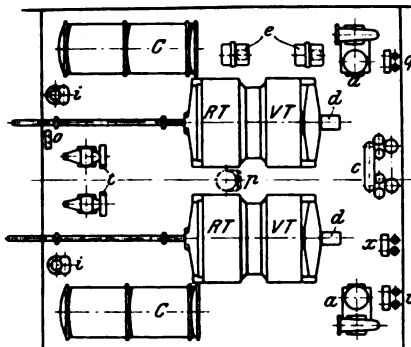
600 minüt. Umdrehungen.

VT Vorwärtsturbinen.

RT Rückwärtsturbinen.

a Hauptluft- und Kühlwasserpumpen.

i Vorwärmerpumpen.



Dampfer „Königin Luise“.

Turbotransformatorantrieb.

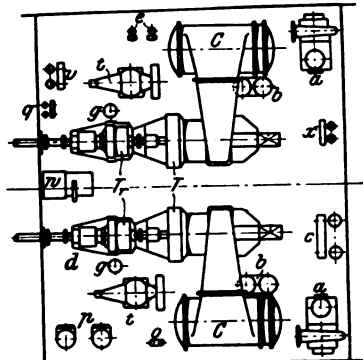
2 × 2700 WPS.

1800/450 minüt. Umdrehungen.

T Hauptturbinen.

Tr Transformatoren.

g Rückförderpumpen.



Dampfer „Normannia“.

Turbinen mit Zahnradgetriebe.

2 × 2375 WPS.

HVT: 1920 minüt. Umdrehungen.

NVT: 1335 " "

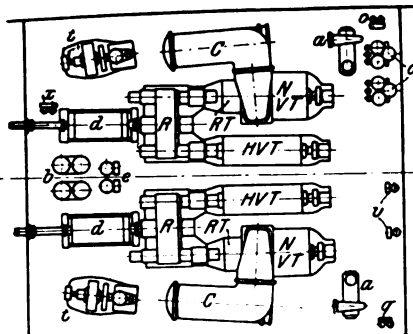
Wellen: 300 " "

HVT Hochdruck-Vorwärtsturbinen.

NVT Niederdruck- " "

RT Rückwärtsturbinen.

R Zahnradgetriebe.



Für alle 3 Anlagen:

C Hauptkondensatoren.

a Hauptkühlwasserpumpen.

b Hauptluftpumpen.

c Hauptspeisepumpen.

d Drucklager.

e Ölpumpen.

o Frischwasserpumpe.

p Evaporatoren.

q Klosett-pumpe.

t Lichtmaschinen.

v Ballastpumpe.

x Hilfspumpe.

Fig. 19.

Kohlenverbrauch pro effektive Wellenpferdestärke und Stunde
inkl. maschineller Hilfsmaschinen

beim Dampfer „Kaiser“	0,72 kg,
beim Dampfer „Königin Luise“	0,6 kg.

Für diesen Schiffstyp liegt die Möglichkeit eines Vergleiches mit dem Rädergetriebe von Parsons vor, insofern als die Kanaldampfer „Normannia“ und „Hantonia“, welche mit schnellaufenden Turbinen und Rädergetrieben ausgerüstet sind, Maschinenanlagen annähernd gleicher Stärke besitzen.

Gewichte und Kohlenverbräuche sind bei diesen Schiffen beinahe identisch mit den Werten des Dampfers „Königin Luise“; letzterer aber ist im Vorrang, was geringeren Raumbedarf und größere Rückwärtsleistung sowie Manövrierfähigkeit betrifft.

Zu den Schiffen der Kriegsmarine übergehend, sei gegenübergestellt:

4. Die Anlage eines Panzerkreuzers von 45 000 PS normal, 52 000 PS maximal und direkt wirkendem Turbinenantrieb einer Turbotransformatoranlage gleicher Leistung (Fig. 20).

Gewicht

der direkt wirkenden Anlage	765 t,
der Turbotransformatoranlage	570 t.

Dampfverbrauch pro effektive Wellenpferdestärke und Stunde
exkl. Hilfsmaschinen

beim direkt wirkenden Antrieb	6,4 kg,
beim Turbotransformatorantrieb	5,8 kg,
beides für Sattdampf.	

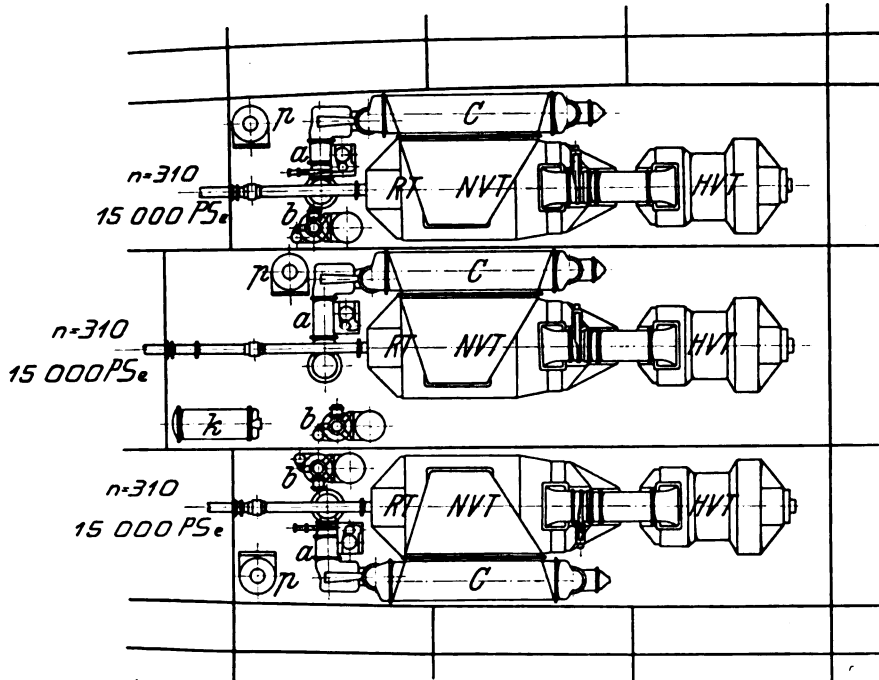
Wenn es auch zu weit führen würde, über die konstruktive Ausgestaltung der Turbinen, wie sie bei Verwendung von Turbotransformatorantrieb in Frage kommt, eingehender zu sprechen, so mag dieses Beispiel Veranlassung geben, derselben kurz Erwähnung zu tun.

Es kommen in Frage entweder Trommelturbinen mit einem vorgeschalteten Curtissrad, wie Fig. 21 zeigt, oder sogenannte Räderturbinen, welche aus einem Curtissrad und im übrigen aus lauter einkränzigen Aktionsrädern aufgebaut sind. Den Schnitt durch eine solche Turbine zeigt Fig. 22. Beide Abbildungen passen für den hier besprochenen Kreuzer.

Letztere Turbinenkonstruktion stellt durchaus nichts Neues dar. Die meisten großen schnellaufenden Turbinen der modernen stationären Anlagen werden nach diesem System gebaut, und zwar mit Leistungen, welche das bei Schiffsturbinen jemals zu erwartende Höchstmaß erreichen.

Maschinenanlage eines Panzerkreuzers von 45 000 Pferdestärken.

M. 1 : 250.

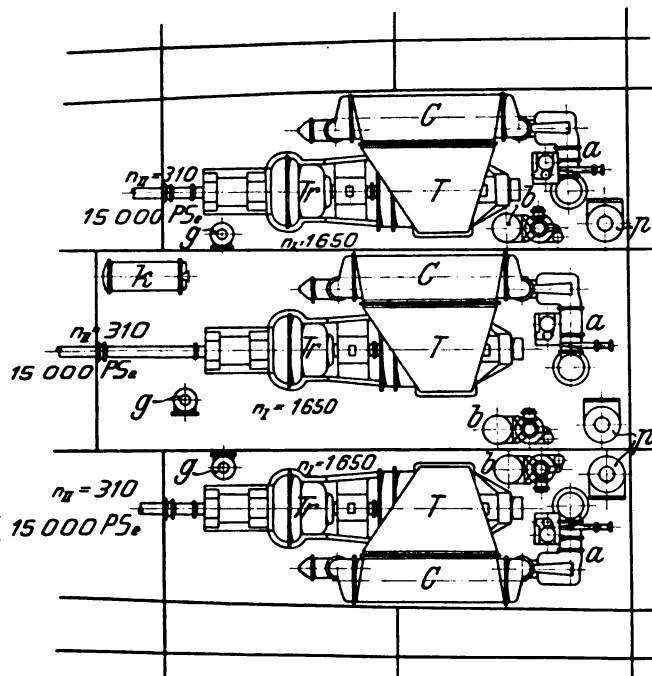


Anlage mit direktem Turbinenantrieb.

Für direkten Antrieb:
HVT Hochdruck - Vorwärts-Turbinen.
NVT Niederdruck - Vorwärts-Turbinen.
RT Rückwärts-Turbinen.
 Für Transformator-antrieb:
T Hauptturbinen.
Tr Transformatoren.
g Rückförderpumpen.
 Für beide Antriebe:
C Hauptkondensatoren.
a Hauptkühlwasserpumpen.
b Hauptluftpumpen.
k Hilfskondensator.
p Evaporatoren.

Vergleichswerte:

	Direkter Antrieb	Transf.-Antrieb
Schaufeln und Füllstücke	1 620 000	21 000
Gewicht	765 t	570 t
Dampfverbrauch pr. PS u. Std. .	6,4 kg	5,8 kg
Rückwärtsleistung	40 %	85 %



Anlage mit Turbotransformatorantrieb.

Fig. 20.

Turbotransformator von 15 000 eff. Pferdestärken sekundär für einen Panzerkreuzer.

M. 1 : 60

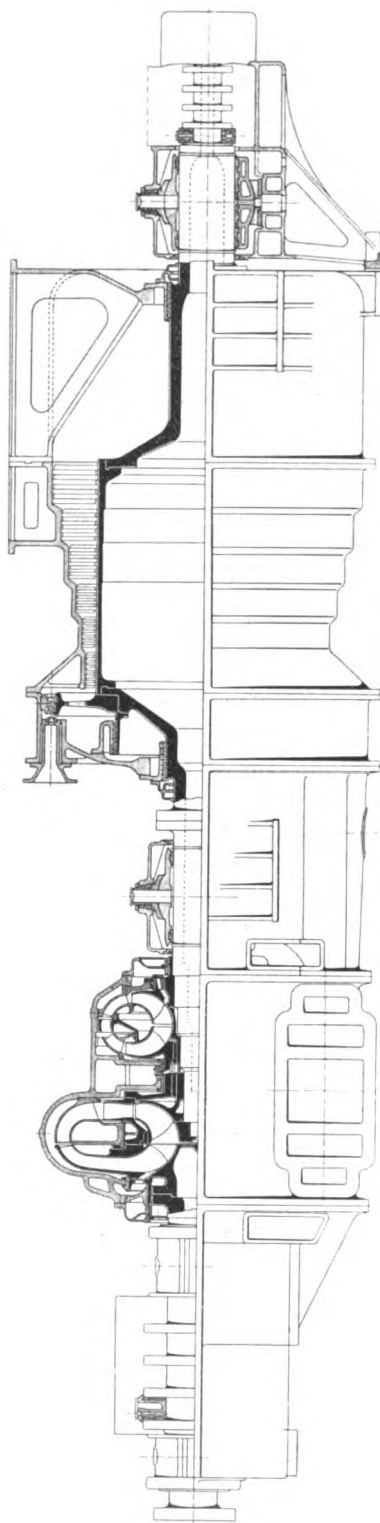


Fig. 21. Ausführung mit Trommelturbine.

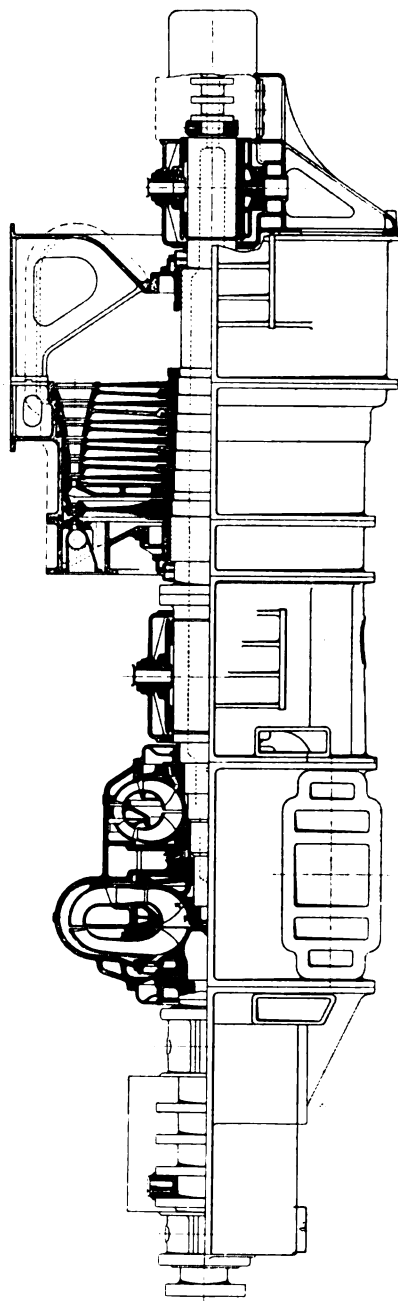


Fig. 22. Ausführung mit Räderturbine.

Die Vereinfachung der Turbinen, welche durch die Verwendung der Übersetzung und den Wegfall der Rückwärtsturbinen eintritt, geht aus folgenden Ziffern hervor:

es beträgt die Gesamtzahl der Schaufeln und Füllstücke bei der Anlage für den Panzerkreuzer	
mit direkt wirkenden Turbinen	1 620 000,
bei Turbo-Transformatorantrieb unter Verwendung von Trommel-	
turbinen	222 000,
bei Turbo-Transformatorantrieb unter Verwendung von Räder-	
turbinen	21 000.

Die nun folgende Besprechung der neueren für Linienschiffe in Frage kommenden Antriebe sei gleichzeitig dazu benutzt, um der modernen Einrichtungen für ökonomische Fahrt mit Marschgeschwindigkeit Erwähnung zu tun. Man setzt hinter dem Hauptantrieb ein Zahnrad auf die Welle, in welches ein von einer schnelllaufenden Hochdruckturbine angetriebenes Ritzel eingreift. Diese Hochdruck-Marschturbine erhält ihren Dampf direkt von den Kesseln und gibt ihren Abdampf an die Hauptturbine der gleichen oder einer anderen Welle des Schiffes ab. Zweckmäßig dürfte es sein, diese Marschturbinen für etwa die halbe Geschwindigkeit des Schiffes, also ungefähr $\frac{1}{10}$ der Leistung für volle Fahrt zu bemessen. Es werden hierdurch ganz erhebliche Gewinne an Ökonomie erzielt, besonders wenn gleichzeitig Turbo-Transformatorantrieb verwendet wird, bei welchem die Ausschaltung der nicht in Betrieb befindlichen Hauptturbinen ohne die geringsten Schwierigkeiten und momentan durch Ablaufenlassen des Wassers aus dem Transformatorkreislauf erfolgen kann, wodurch der Ventilationswiderstand der nicht mitlaufenden Turbinen beseitigt wird.

Dies vorausgeschickt, seien nun einige neuere Linienschiffsanlagen besprochen.

Zunächst handelt es sich:

5. Um den Vergleich einer direkt wirkenden Turbinenanlage von 40 000 Pferdestärken mit einer gleichwertigen Turbo-transformatoranlage Fig. 23. Letztere Anlage zeigt auch die Marschturbine nebst dem zugehörigen Rädergetriebe.

Bei Marschfahrt wird der Dampf der schnelllaufenden Turbine, welche das Ritzel des Marschzahnrad antreibt, zugeführt und strömt aus dieser in die Hauptturbinen beider Schiffseiten ein. Bei Marschfahrt sind somit alle drei Wellen in Betrieb und nur die Hauptturbine der Mittelwelle ausgeschaltet. Bei

Maschinenanlage eines Linienschiffs von 40 000 Pferdestärken.
M. 1:250.

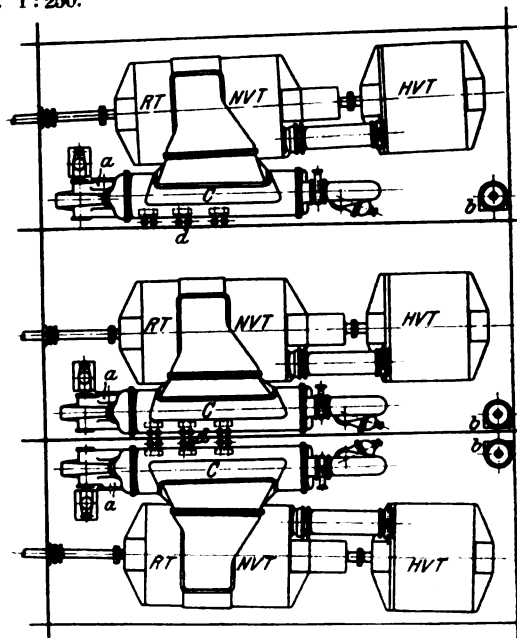
Für direkten Antrieb:
HVT Hochdr.-Vorw.-Turb.
NVT Niederdr. „ „
RT Rückwärts-Turbinen.

Für Transformatorantrieb:
T Hauptturbinen.
Tr Transformatoren.
g Rückförderpumpen.

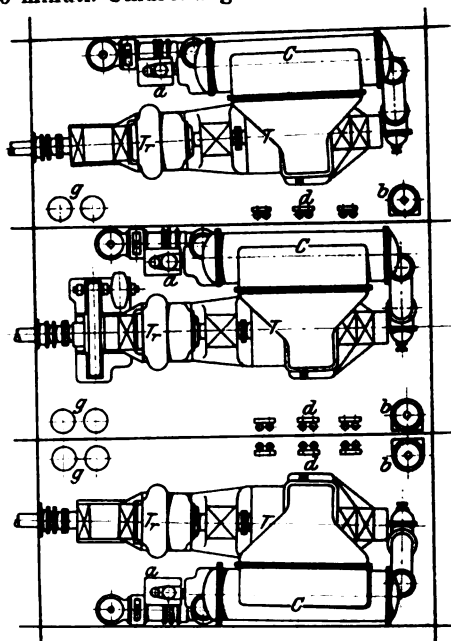
Für beide Antriebe:
C Hauptkondensatoren.
a Hauptkühlwasserpumpen.
b Hauptluftpumpen.
d Ölpumpen.

Vergleichswerte:

	Direkter Antrieb	Transf.-Antrieb
Schaufeln u. Füllstücke	2010 000	30 000
Gewicht	673 t	570 t
Dampfverbrauch pro PSe u. Std.	6,5 kg	5,8 kg
Rückwärtsleistung	45%	85%



Direkte Turbinenanlage.
3 × 13330 Wellenpferdestärken.
290 minütl. Umdrehungen.



Turbotransformatoranlage mit Marschantrieb.
Bei voller Fahrt:
3 × 13330 Wellenpferdestärken.
1400/290 minütl. Umdrehungen.
Bei Marschfahrt:
Mittelwelle: 250 145 minütl. Umdrehungen.
Außenwellen: 700/145 „ „

Fig. 23.

voller Fahrt kann die Marschturbine entweder durch Zwischenschaltung eines Transformators mit dem Übersetzungsverhältnis 1 : 1 oder durch eine Klauenkupplung ausgeschaltet werden.

Das Gewicht der direkt wirkenden Turbinenanlage beträgt 673 Tonnen,
das Gewicht der Turbotransformatoranlage inkl. Marschturbinenanlage 570 Tonnen.

Der Dampfverbrauch bei Vollastbetrieb mit Sattedampf beträgt pro effektive Wellenpferdestärke und Stunde exkl. Hilfsmaschinen

beim direkt wirkenden Antrieb 6,5 kg,
beim Turbotransformatorantrieb 5,8 „.

Der Dampfverbrauch bei halber Geschwindigkeit beträgt pro effektive Wellenpferdestärke und Stunde exkl. Hilfsmaschinen

bei der direkt wirkenden Anlage 11,5 kg,
bei der Turbotransformatoranlage mit Marschgetriebe 8,4 „.

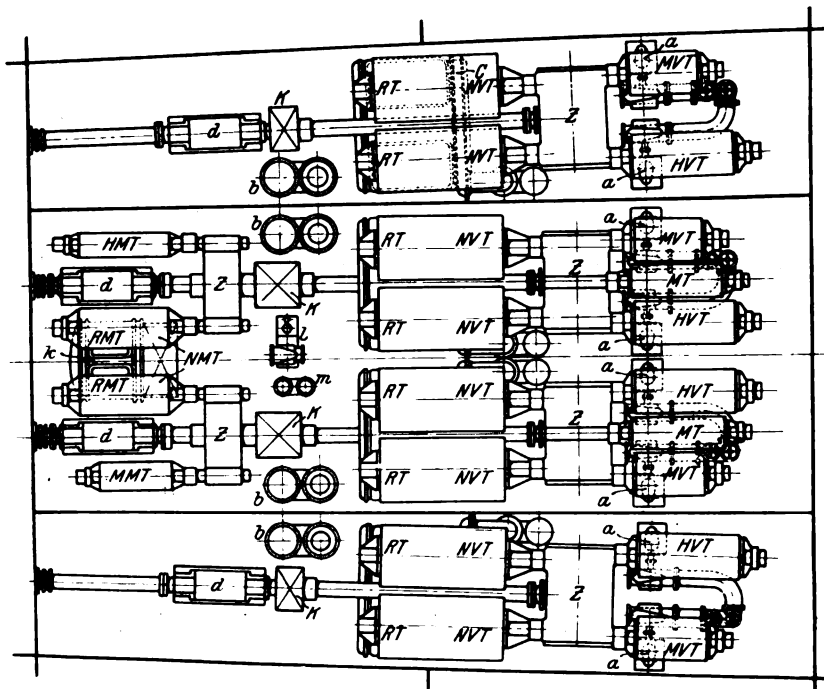
Einen Vergleich zwischen zwei neuartigen Linienschiffsanlagen untereinander ermöglicht

6. Fig. 24, in welcher die von Parsons entworfene Rädergetriebeanlage eines Linienschiffes von 60 000 Pferdestärken einer solchen mit Turbotransformator gegenübergestellt ist.

Beide Anlagen besitzen zwecks ökonomischer Fahrt Marschturbinen. Bei der Parsonsanlage erhält jede der beiden Mittelwellen einen Marschantrieb, bestehend aus je einer Hochdruck- und einer Niederdruckturbine, welche in ein zum Zweck des Marschantriebes bestimmtes Zahnrad eingreifen. Ein großer Nachteil letzterer Anlage ist, daß zwischen dem Marschantrieb und Hauptantrieb eine mechanische Kupplung eingeschaltet werden muß, deren Konstruktion für so große Leistungen außerordentlich schwierig, wenn nicht unmöglich zu nennen ist. Würde dieselbe fehlen, so müßte bei Marschantrieb der ganze Hauptantrieb mitgerissen werden, was neben den großen Betriebsgefahren infolge des Ventilations- und Reibungswiderstandes die Kohlenersparnis des Marschantriebes vollkommen aufzehren würde. Ein weiterer Nachteil ist, daß beide Seitenwellen ebenfalls leer mitgeschleppt werden müssen, wodurch bekanntlich eine ganz erhebliche Vergrößerung des Schiffswiderstandes eintritt, und endlich, daß bei voller Fahrt die Marschturbinen mit doppelter Tourenzahl mitgerissen werden müssen.

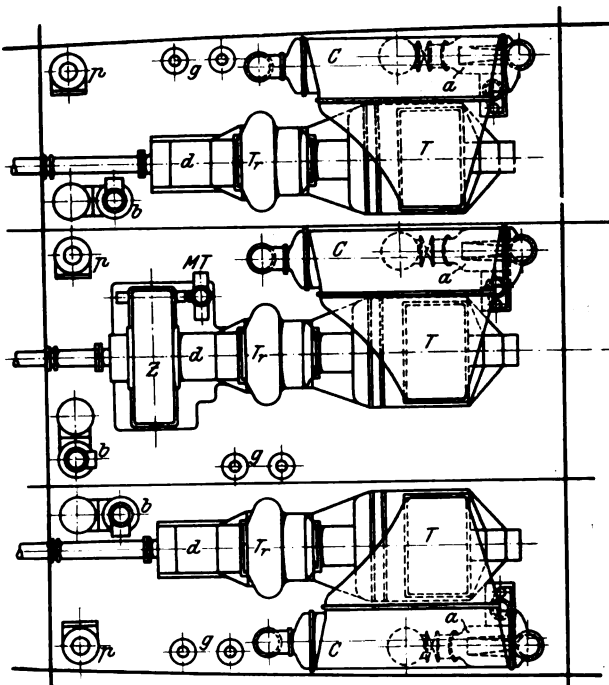
Maschinenanlage eines Linienschiffs von 60 000 Pferdestärken.

M. 1 : 250.



Turbinen mit Rädergetriebe und Marscheinrichtung.

- Für Zahnradantrieb:**
- HVT Hochdr.-Vorw.-Turb.
 - MVT Mitteldr.- " "
 - NVT Niederdr.- " "
 - RT Rückwärtsturbinen
 - C Hauptkondensatoren
 - (1 Stück unter jeder NVT)
 - MT Marschturbinen zum Vor-
 - schalten.
 - HMT Hochdr.-Marschturb.
 - MMT Mitteldr.-Marschturb.
 - NMT Niederdr.- " "
 - RMT Rückwärt.- " "
 - k Kondensator.
 - l Kühlwasserpumpe.
 - m Luftpumpe.
 - Z Zahnradgetriebe.
 - K Kupplungen.
- Für Transformatorantrieb:**
- T Hauptturbinen.
 - Tr Transformatoren.
 - g Rückförderpumpen.
 - MT Marschturbine.
 - Z Zahnradgetriebe zu MT.
- Für beide Antriebe:**
- C Hauptkondensatoren.
 - a Hauptkühlwasserpumpen.
 - b Hauptluftpumpen.
 - d Drucklager.
 - p Evaporatoren.



Turbotransformatoranlage mit Marscheinrichtung.

Fig. 24.

Die Anlage mit Turbotransformatorantrieb ist unvergleichlich kompendiöser und einfacher, wie ohne weiteres aus dem Vergleich der Grundrisse beider Anlagen hervorgeht. Die Vorzüge der bei der Anlage mit Transformatoren dargestellten Marschschaltung sind bereits im Vorstehenden erläutert.

Auch was die Ökonomie betrifft, wird die von Parsons vorgeschlagene Anordnung gegenüber der Transformatoranlage nicht im Vorteil sein, zumal wenn man bedenkt, daß die weitgetriebene Unterteilung der Leistung infolge Druckverlust und Undichtigkeit in den Überströmleitungen sowie der Schwierigkeit, gutes Vakuum zu halten, eine Einbuße an Ökonomie mit sich bringt.

Der hydraulische Transformator bietet in manchen Fällen auch die Möglichkeit rationeller Verwendung der Ölmaschine für die Marschfahrt.

Eine kleine schnellaufende Ölmaschine überträgt unter Zwischenschaltung eines umsteuerbaren Transformators ohne Übersetzung (Wirkungsgrad 96 %) ihre Leistung auf das Ritzel eines Marschzahnrades auf der Sekundärwelle der Turbo-Transformatoranlage. Während letztere den Betrieb bei Vollast übernimmt, wird die Ölmaschine bei Marschfahrt mit kleiner Geschwindigkeit in Tätigkeit gesetzt. Durch Entleeren oder Füllen des Haupttransformators bzw. des kleinen Transformators auf der Ritzelwelle der Ölmaschine kann eine Aus- oder Einschaltung des Hauptantriebes oder Marschantriebes während der Fahrt, ohne zu stoppen, mit Leichtigkeit bewirkt werden. Ein außergewöhnlich großer Aktionsradius bei langsamer Fahrt sowie die Schaffung eines vom Dampf unabhängigen Reserveantriebes sind die Vorteile dieser Kombination.

Durch die Vereinigung der beiden neuen Möglichkeiten, nämlich Turbinen von sehr hoher Tourenzahl zu verwenden und die Anordnung besonderer Rückwärtsturbinen zu vermeiden, hat der Föttinger-Transformator das Gebiet des Hochdruckheißdampfes für Schiffsmaschinenanlagen höchster Leistung erschlossen.

Es würde über den Rahmen des gegenwärtigen Vortrags hinausgehen und es würde einen Eingriff in das Spezialgebiet des hierfür in erster Linie berufenen Erfinders, Herrn Dr. Wilhelm Schmidt, bedeuten, wenn hier die letzten Perspektiven dieser Richtung mit hereingezogen würden. Andererseits aber sind die Vorteile, welche durch Anwendung hohen Drucks und einer innerhalb der bekannten Grenzen liegenden Überhitzung erzielt werden können, so hervorragend, daß in Kürze einige Beispiele für die Verwendung verhältnismäßig hochgespannten Heißdampfes Platz finden mögen.

Es handelt sich also hier um eine Ersparnis von über 25% im Brennstoffverbrauch bei forcierter Fahrt.

Noch wichtiger ist der Gewinn an Ökonomie bei Marschfahrt mit halber Geschwindigkeit.

Es beträgt hier der Kohlenverbrauch pro effektive Pferdestärke und Stunde 0,76 kg.
gegenüber einem Kohlenverbrauch bei der direkt wirkenden bisher üblichen Anlage von etwa 1,18 kg.

In gleichem Maße erhöht sich der Aktionsradius. Würde der Kohlenvorrat des betreffenden Linienschiffes z. B. 4000 Tonnen betragen, so würde sich der Aktionsradius von 8 500 sm bei der bisher üblichen Anlage auf 13 200 sm bei der Hochdruck-Heißdampfanlage erhöhen.

Zu diesem Gewinn an Ökonomie tritt noch der eminente Vorteil der großen Manövrierfähigkeit des Transformators.

8. Zum Schluß sei noch eine hochökonomische Anlage für einen Handelsdampfer von etwa 18 Knoten Geschwindigkeit und 18 000 PS einer hochökonomischen Abdampfturbinenanlage gegenübergestellt (Fig. 25).

Der Antrieb der Heißdampfanlage besteht aus je 1 Hauptturbine, welche ihre Leistung mittels Föttinger-Transformatoren an die beiden Propellerwellen abgeben, und je zwei ganz schnellaufenden hintereinandergeschalteten Hochdruckturbinen, welche mittels Zahnräderantrieb vor die Hauptturbine geschaltet sind.

Die Anlage arbeitet mit 25 at Überdruck in den Kesseln bei einer Dampftemperatur in den Kesseln von 400°.

Die Gewichtsersparnis gegenüber der Abdampfturbinenanlage beträgt 620 Tonnen.

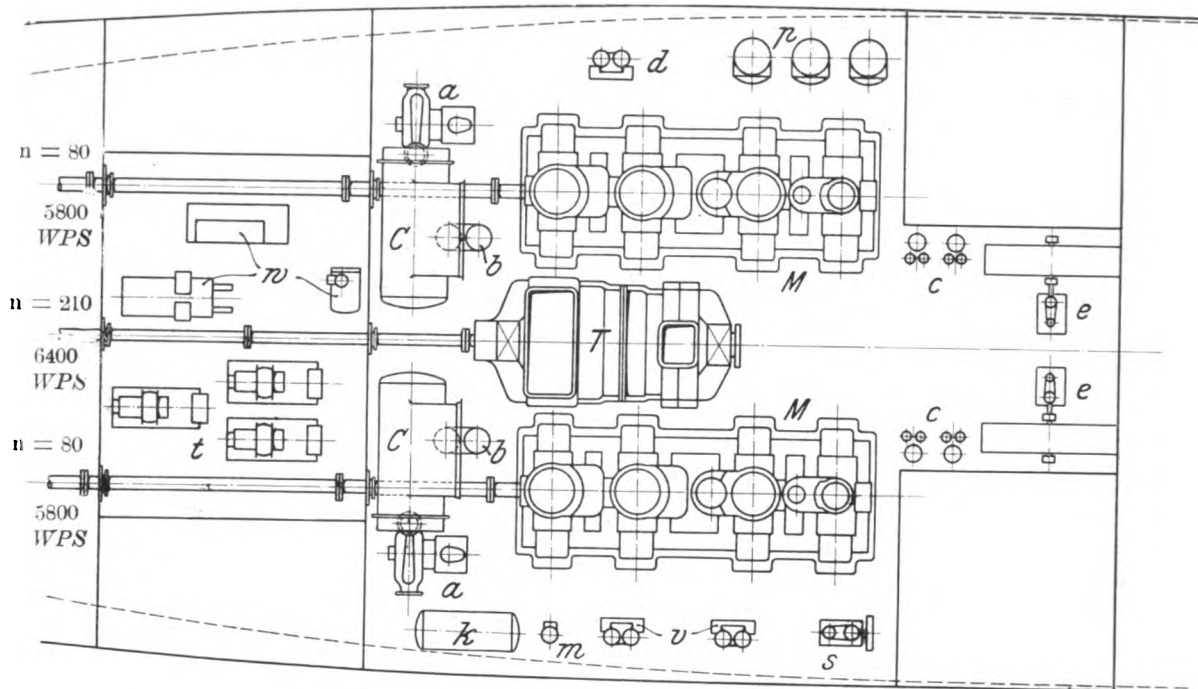
Der Dampfverbrauch der Hochdruck-Heißdampfanlage weist die für Turbinenantrieb auf andere Weise nicht erreichbare Ziffer von 4,1 kg pro effektive Pferdestärke inkl. maschineller Hilfsmaschinen auf, während sich der Kohlenverbrauch auf 0,48 kg pro Pferdestärke und Stunde inkl. dieser Hilfsmaschinen stellen wird.

Die Manövrierfähigkeit der Anlage ist vermöge des Föttinger-Transformators weit besser als bei den bisherigen Anlagen.

Die wenigen gegebenen Beispiele mögen genügen, die Überlegenheit des indirekten Turbinenantriebes, namentlich unter Verwendung des Föttinger-Trans-

Hochökonomische Anlage von 18 000 eff. Pferdestärken für einen Handelsdampfer.

M. 1 : 250.



Direkter Antrieb; Kolbenmaschinen mit Abdampfturbine

Für direkten Antrieb:

M Hauptkolbenmaschinen.**T** Abdampfturbine.

Für Transformatorantrieb.

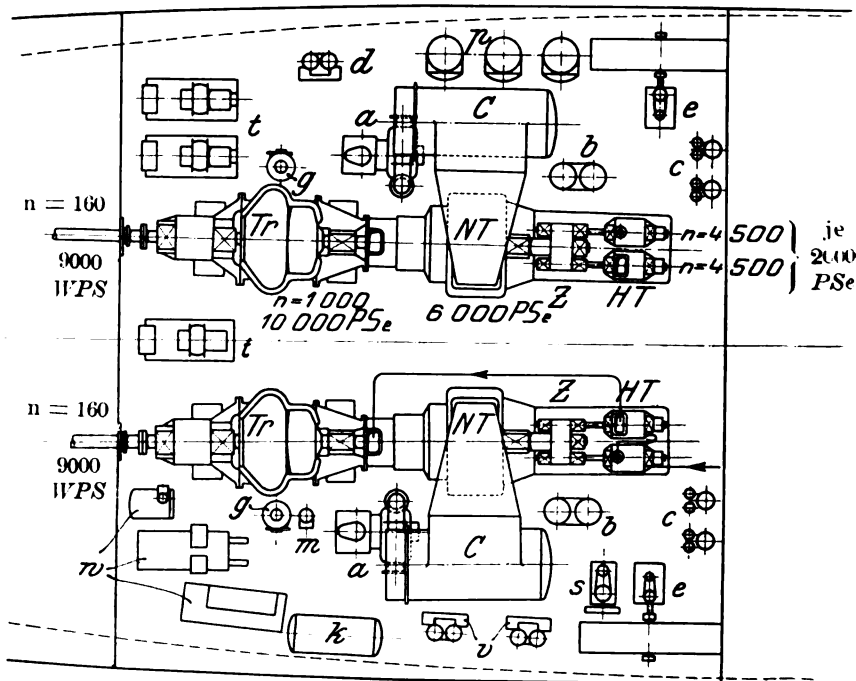
HT Hochdruckturbinen.**Z** Zahnrädergetriebe.**NT** Niederdruckturbinen.**Tr** Transformatoren.**g** Rückförderpumpen.

Für beide Antriebe:

C Hauptkondensatoren.**a** Hauptkühlwasserpumpen.**b** Hauptluftpumpen.**c** Hauptspeisepumpen.**d** Dampfpumpe.**e** Howdengebläse.**k** Hilfskondensator.**m** Hilfsluftpumpe.**p** Evaporatoren.**s** Luftkompressor.**t** Lichtmaschinen.**v** Ballastpumpen.**w** Kühlmächinen.

Vergleichswerte:

	Abdampf-Anlage.	Transf.-Anlage.
Gewicht	1280 t	660 t
Kohlenverbrauch	0,54 kg	0,48 kg
Rückwärtsleistung	60 %	85 %



Heißdampf-Turbotransformatoranlage.

Fig. 25.

formators gegenüber der direkt wirkenden Turbine darzutun. So schnell sich die direkt wirkende Turbine das gesamte Gebiet des Antriebes hochwertiger Schiffe erobert hat, so schnell wird sie verschwinden und der indirekt wirkenden Turbine das Feld überlassen. Die Entwicklung des neueren Schiffsturbinenbaues wird sich zusammenfassen lassen in die drei Prinzipien:

Abschaffung der Rückwärtsturbine,
Übersetzen und
Überhitzen.

Diskussion.

Herr Ingenieur Roth-Elbing:

Meine Herren! Herr Dr. Bauer hat zu Anfang seines Vortrages vor allem darauf hingewiesen, daß es nur zwei Turbinensysteme gibt, und daß die Entwicklung des einen hauptsächlich in Deutschland von der A. E. G. durchgeführt worden ist. Dazu möchte ich bemerken, daß sowohl Parsons wie die A. E. G. ganz verschiedene Systeme gebaut haben, daß aber — und das dürfte wohl der springende Punkt sein — dasjenige Turbinensystem, das heute in Deutschland am meisten ausgeführt wird, weder von Parsons noch von der A. E. G. zuerst gebaut worden ist. Wir alle kennen den Nachteil der reinen Parsons-Turbine, daß sie im Platzverbrauch etwas größere Forderungen stellt. Wir kennen auch den Nachteil der reinen ursprünglichen A. E. G.-Turbine mit ihren vielen Scheibenrädern, daß sie im Betriebe sehr oft Störungen verursacht haben. Das hat Veranlassung gegeben dazu, ein anderes System zu entwickeln, das die Vorzüge dieser beiden Bauarten hat, die Trommel von Parsons, und den allerersten Hochdruckteil, eine Geschwindigkeitsstufe, und zwar nur eine, die direkt mit der Trommel fest verbunden ist. Dieses Turbinensystem ist zuerst bei Torpedobooten von der Firma Schichau gebaut worden und wird seit den Jahren 1907/08 auch für den Großschiffbau immer mehr angewendet.

Wir sehen also, daß nicht nur die A. E. G. bzw. der Vulkan allein an der Entwicklung des Schiffsturbinenbaues tätig gewesen ist, sondern andere Firmen ebenfalls. Ich habe Veranlassung genommen, auf diesen Punkt näher einzugehen, da diese Behauptung in der Literatur auch schon anderweitig wiederholt aufgestellt worden ist.

Ich will nun auf die Punkte eingehen, die ich in dem Vortrage des Herrn Dr. Bauer nicht unwidersprochen lassen bzw. die ich meinerseits nicht ganz unkorrigiert lassen möchte.

Zur Frage des Schaufelmaterials, die als wichtig für Havarien und Schäden an den Turbinen hingestellt worden ist, habe ich zu bemerken, das Material von 67 % Kupfer und 33 % Zink ist das Beschauelungsmaterial, wie es in England von Anfang an für die Turbinen verwendet worden ist, d. h. abgesehen von den ersten Versuchsturbinen. Die englischen Schiffsturbinen vor 1903 haben wohl ausschließlich dieses Material. Es ist erst in Deutschland der 25prozentige Nickelstahl vorgeschlagen worden, und zwar von seiten der A. E. G. bzw. des Vulkans. Ebenso schnell ist dieser Nickelstahl, der Hand in Hand mit der probeweisen Einführung von Überhitzern auf Schiffen ging, wieder von der Bildfläche verschwunden. Es ist auch hier wieder festzustellen, daß die jetzt allgemein angewandte

72er Legierung von einzelnen Firmen schon lange Zeit angewendet worden ist, so z. B. von der Firma Schichau seit dem Jahre 1907.

Ebenso muß zu der Äußerung des Herrn Dr. Bauer bemerkt werden, daß normale Beanspruchung des Schaufelmaterials zu Schaufelhavarien nicht führen könnte: Es ist eine große Anzahl von Havarien von anerkannten Fachleuten nie aufgeklärt worden. Hingegen finden wir bei älteren Ausführungen unter Anwendung der heute üblichen Rechnungsweise Beanspruchungen im Schaufelmaterial, die ein Mehrfaches bedeuten von dem, was allgemein als Materialbeanspruchung zugelassen wird. Es muß allerdings zur Entschuldigung der Konstrukteure angeführt werden, daß wir im Turbinenbau meistens der wissenschaftlichen Forschung schrittweise vorausgeeilt sind. Nach dem heutigen Stande der Technik ist es zweifelsohne, daß so hohe und dazu wechselnde Beanspruchungen zu einer Zersetzung des Gefüges und nach einer bestimmten Betriebszeit zum Bruch führen müssen. Es muß zugegeben werden, daß der überhitzte Dampf ganz besondere Sorgfalt bei der Konstruktion von Turbinen erfordert. Andererseits aber werden im Schiffsmaschinenbau die einstmals im stationären Maschinenbau so beliebten Temperaturen von über 300 Grad wohl kaum je zur Anwendung kommen, um so weniger, als ganz hohe Überhitzungen mit den Komplikationen, welche sie im Schiffsbetriebe mit sich bringen, in keinem Verhältnis zu dem gewährten Gewinn stehen.

Daß die Rückwärts-Turbine als die Achillesferse des ganzen Schiffsturbinenbaues bezeichnet wird, kann ebenfalls nicht unwidersprochen bleiben. Es ist zuzugeben, daß manchem Konstrukteur die Schaufelung der Rückwärts-Turbine schon viel Kopfzerbrechen gemacht hat, aber deshalb darf das System der Rückwärtsturbine nicht ohne weiteres verurteilt werden. Wir müßten erkennen lernen, ob wir bei den früheren Rückwärts-Turbinen, die vor allen Dingen Schwierigkeiten gegeben haben, nicht Konstruktionsfehler gemacht haben, ob wir nicht in der Wahl der Abmessungen und dergleichen mehr Sorgfalt hätten anwenden müssen. Und vor allen Dingen besitzen wir heute die Erfahrung, wo gefehlt worden ist, wo verbessert werden kann, und das haben wir bei der rapiden Entwicklung, die der Schiffsturbinenbau in Deutschland gemacht hat, nicht so von vornherein beurteilen können.

Um die Schwingungen der Schaufelung zu beseitigen, sind von einigen Firmen schon längere Zeit entsprechende Mittel angewendet worden und haben in längeren Betriebszeiten sehr gute Erfolge ergeben. Die von Herrn Dr. Bauer erwähnte Schaufelhavarie einer großen Turbine eines Handelsdampfers, die auf Vibrationserscheinungen zurückgeführt werden muß, ist sehr interessant. Leider hat uns Herr Bauer nicht mitgeteilt, wie hoch die rechnungsmäßigen Beanspruchungen sind, die in diesen Schaufeln aufgetreten sind, bei Zugrundelegung der heutigen Rechnungsmethode. Immerhin lassen die gegebenen Abmessungen der betreffenden Schaufeln selbst unter Annahme von günstigen Umständen darauf schließen, daß die Beanspruchung reichlich hoch gewesen sein muß. Wenn — und das ist wohl von Wichtigkeit — der Berechnung das wirklich vorhandene Vakuum zugrunde gelegt ist.

Sehr warnen möchte ich davor, anstelle der umständlichen theoretischen Erwägungen, wie das Herr Dr. Bauer bezeichnet hat, die alten Faustformeln wieder in Gebrauch zu nehmen, für jedes Profil die 11-, 12- oder 13fache Länge der Breite zuzulassen. Es wird ohne weiteres klar sein, wie kolossal verschieden die Beanspruchung in der einzelnen Schaufel sein kann, wenn wir bedenken, daß wir Schiffsturbinen haben, die insgesamt nur 50 Stufen haben, daß wir aber auch große, langsam laufende Schiffsturbinenanlagen haben, die mit 120 oder 150 Stufen arbeiten. Es ist außerdem zu bedenken, daß bei kleinen Turbinen — nennen wir sie Torpedobootsturbinen — die gleichen Profile am Abdampfende sitzen, während sie bei den ganz großen Turbinen bei Panzerkreuzern u. dergl. am Dampf-eintrittende sitzen. Daraus wird ohne weiteres klar, besonders bei Überdruckturbinen, wie kolossal verschieden die Beanspruchungen sind, in dem einen Falle ein Mehrfaches von dem

ändern. Deshalb möchte ich nochmals davor warnen und empfehle die in Verbindung mit der Kriegsmarine so nett durchgeführten Berechnungsmethoden, die gar nicht kompliziert sind, eben weiter anzuwenden. Ich bin sicher, daß sie von Erfolg begleitet sein werden.

Die Verwendung von Dampfsieben im Turbinenbau ist so alt wie der Turbinenbau auf dem Kontinente überhaupt. Die allerersten stationären Turbinen hatten schon Dampfsiebe und zwar aus der Erkenntnis, daß besonders die kleinen Teile, die aus der Rohrleitung, aus den Kesseln, aus den Überhitzern mitgerissen werden können, die Turbinen verschmutzen, verstopfen oder sonst direkt beschädigen, von der Turbine abgehalten werden müssen. Große Fremdkörper, eine zweizöllige Mutter oder so etwas, haben meines Erachtens noch in keiner Turbine Schaden angerichtet, und zweifellos sind diese Fremdkörper in den Turbinen gar nicht so selten zu finden, wie Herr Dr. Bauer in seinem Vortrage geäußert hat.

Zu den Havarien, durch Wasserschlag verursacht, übergehend, möchte ich mitteilen, was auch Herr Dr. Bauer schon bestätigt hat, daß gleichmäßige Wassermengen, zugeführt durch Überkochen der Kessel, unter keinen Umständen schwere Bedenken im Turbinenbau und im Betriebe von Schiffsturbinen herbeiführen können, daß aber, was Herr Dr. Bauer in seinem gedruckten Vortrag anführt, Wassersäcke im Rohrleitungssystem und Ansammlungen von Wasser bei Überkochen von Wasser unbedingt vermieden werden müssen. Der Konstrukteur hat in seiner Praxis eben die selbstverständliche Pflicht, das zu vermeiden. Die Entwässerungsleitungen und die Entwässerung der Turbinen können ebenfalls ohne jede Schwierigkeit so angeordnet werden, daß die von Herrn Dr. Bauer vorggeführten Havarien nicht eintreten können. Wenn sich Wasser vor dem ersten Leitrad der Niederdruckturbine ansammeln kann, so gehört eben dahin eine Entwässerung, und zwar eine reichlich große, die sonst keinen Nachteil mit sich bringt.

Um darauf überzugehen, daß das einzig Erforderliche, Havarien zu vermeiden, darin bestehen soll, die Turbinen nur in einer Richtung laufen zu lassen, so muß ich dem ebenfalls widersprechen. Wir kennen alle bei stationären Turbinen, die in einer Richtung laufen. Schaufelhavarien, und die Bilder, die Herr Dr. Bauer uns über Schaufelhavarien gezeigt hat, sind dem Konstrukteur von stationären Turbinen ebenso gut bekannt, wie dem Konstrukteur von Schiffsturbinen.

Nachdem wir nun in dem Vorhergehenden gesehen haben, daß die Wahl des Schaufelmaterials, die Bemessung der Schaufelung, die Anordnung der Rohrleitung sowie eine entsprechende Konstruktion der Schaufelung von wesentlicher Bedeutung sind, und daß in dieser Beziehung nach der heutigen Erkenntnis Verschiedenes anders ausgeführt wird als noch vor einigen Jahren, und daß die Rückwärtsturbine bei weitem nicht die Gefährlichkeit hat, die Herr Dr. Bauer ihr zuschreibt, so ist die Grundlage, die Herr Dr. Bauer für seinen zweiten Teil des Vortrages aufgebaut hat, im wesentlichen erschüttert. Nichtsdestoweniger muß ich auch auf diesen zweiten Teil des Vortrages näher eingehen.

Herr Dr. Bauer geht nun zum indirekten Antrieb durch Turbinen über und unterscheidet das Zahnradgetriebe und den Foettinger-Transformator. Als Hauptnachteil des Zahnradgetriebes führt Herr Dr. Bauer einmal die Empfindlichkeit des Übertragungsmechanismus auf. Wir haben in England Zahnradgetriebe mit einer vielmonatlichen Betriebszeit und haben bei diesen Zahnradgetrieben nach diesem ununterbrochenen Betriebe keine Abnutzung feststellen können.

Zu Punkt 2, dem Hauptnachteil des Zahnradgetriebes, muß Herrn Dr. Bauer erwidert werden, daß er selbst zugibt, daß das Zahnradgetriebe hohe Übersetzungen ermöglicht. Es ist also deshalb kein Zwang vorhanden, eine Unterteilung der Antriebsturbine, des Zahn-

rädergetriebes vornehmen zu müssen. Auf die Gründe, warum es in England getan worden ist, werde ich später näher eingehen.

Zu Punkt 3, der die Mängel der Umsteuerbarkeit betrifft, muß bemerkt werden, daß die Anordnung einer Rückwärtsturbine nach dem vorher Ausgeführten nicht den Nachteil bedeutet, den Herr Dr. Bauer in seinem Vortrage aufgebaut hat. Es sind auch beim Foettinger-Transformator ganz besondere Einrichtungen für den Rückwärtsgang nötig. Daß die Rückwärtsturbine, um eine ausreichende Manövrierfähigkeit zu gewährleisten, so groß gemacht werden muß oder annähernd so groß wie die Vorwärtsturbine, ist ganz ausgeschlossen. Sie kann wie im Schiffsturbinenbau bei direktem Antriebe ebenfalls wieder einen kleinen Raum einnehmen, ohne daß die Manövrierfähigkeit der Schiffe darunter leiden wird. Ich werde später darauf zurückkommen. Es kann also der als Hauptvorteil des Foettinger-Transformators gegenüber den Zahnräderübersetzungen von Herrn Dr. Bauer angeführte dritte Punkt wegfallen.

Die Nachteile des Foettinger-Transformators sind nicht der etwas geringere Wirkungsgrad, sondern der ziemlich beträchtliche geringere Wirkungsgrad, wenn wir von dem Zehntelkilogramm-Dampf ausgehen. Zu dem Wirkungsgrade des Transformators möchte ich noch erwähnen, daß der Kraftverbrauch der Zubringpumpe nicht in Abzug gebracht worden ist.

Was den Wirkungsgrad des Zahnrädergetriebes angeht, so hat Westinghouse einen solchen Wirkungsgrad von über 98 %, bis zu 98½ und 98,6 % hinauf festgestellt. Doch lassen wir die von Herrn Dr. Bauer angegebenen 97 bis 98 % bestehen und betrachten die Sache weiter! Herr Dr. Bauer nimmt für Drucklagerreibung 0,5 % an, er hat beim Foettinger-Transformator ebenfalls ein Drucklager nötig, und wenn wir die Differenz ziehen, so kommen wir höchstens auf 0,1 %.

Meine Herren! Der Ventilationswiderstand der Rückwärtsturbine braucht nie mit 2 % angesetzt zu werden. Selbst wenn wir eine reichlich große Rückwärtsturbine bauen, haben wir mit 1 % schon einen Wert, der reichlich das wiedergibt, was in Wirklichkeit verbraucht wird. Es kommt also für das Zahnrädergetriebe ein Wirkungsgrad von 96 bis 97 % zum mindesten heraus. Herr Dr. Bauer gibt 94½ % und 95½ % an. Der höhere Wirkungsgrad des Zahnrädergetriebes gegenüber dem Transformator beträgt also im Mittel 6 %. Daß in England Zahnrädergetriebe im Bau sind mit 7000 usw. PS pro Ritzel, hat Herr Dr. Bauer selbst angegeben. Die maßgebenden Konstrukteure in England und in Amerika sehen aber keine Schwierigkeiten darin, pro Ritzel 15 000 oder 20 000 PS übersetzen zu können, wenn die Entwicklung entsprechend vorwärts gebracht wird. Da die Möglichkeit beim Zahnrädergetriebe besteht, mehr als 7fache Übersetzungen auszuführen, so wird man sie selbstverständlich, wenn die gegebenen Verhältnisse vorliegen, auch anwenden. Eine Antriebsturbine von 5000 und 6000 oder 10 000 PS mit 2000 Touren laufen zu lassen, bietet dem Turbinenkonstrukteur keine Schwierigkeiten.

Ich habe nun ganz besonders auf die Manövrierfähigkeit und auf die Stoppstrecken einzugehen, die uns Herr Dr. Bauer als Hauptvorteil des Transformators vorgeführt hat. Es wurden bis jetzt mit dem direkten Turbinenantrieb immer noch die Stoppzeiten und Stoppstrecken gehalten, die früher mit dem Kolbenantrieb von Schiffen gegeben wurden, trotzdem die Kolbenschiffsmaschinen ebenfalls 70—80 % und mehr Rückwärtsleistung ermöglichten.

Wenn Herr Dr. Bauer nun zu Vergleichen zwischen Transformatorantrieb und direktem Antrieb übergeht, also zwischen dem Seebäddampfer „Kaiser“ und dem Seebäddampfer „Königin Luise“, so ist der Vorteil, den Herr Dr. Bauer angegeben hat, in der Manövrierfähigkeit des Seebäddampfers „Königin Luise“ nicht deshalb so groß, weil er an und für sich ganz hervorragende Werte hat, sondern deshalb, weil eben der Seebäddampfer „Kaiser“ ganz ungewöhnlich niedrige Werte in der Manövrierfähigkeit hat.

Vergleichen wir doch eine ähnliche Anlage, von anderer Seite gebaut, mit dem Transformatorendampfer „Königin Luise“! Nehmen wir den englischen Kanaldampfer „Queen“, der bekanntlich die Route Calais—Dover fährt und die sehr schwierige Einfahrt in Calais täglich passiert. Dieser Dampfer wurde als dritter oder vierter Passagierdampfer überhaupt in England gebaut und wurde Anfang des Jahres 1903 in Betrieb gesetzt. Wegen der Schwierigkeit der Einfahrt in Calais hat die Reederei sich entschlossen, besondere Manövierversuche unter gleichzeitiger Messung der Stoppstrecken auszuführen, und es ist ganz interessant, was dieser Erstlings-Turbinendampfer, möchte ich beinahe sagen, für Werte ergeben hat, eine Stoppstrecke von 235 m. Der Dampfer hat eine Länge von 95 m und eine Höchstgeschwindigkeit von etwas über 20 Seemeilen, hat eine Maschinenleistung vorwärts von etwa 8000 PS, hat also ähnliche Werte, wenn eher noch etwas ungünstigere, als der Seebäddampfer „Königin Luise“. Die Stoppzeit war genau dieselbe wie bei der „Königin Luise“, nämlich 67 Sekunden. Die Stoppstrecke ist also nur 5 m größer, wir können wohl sagen, praktisch genau dieselbe. Es ist aber nicht außer Acht zu lassen, daß gerade früher die ersten Turbinenanlagen in England mit außergewöhnlich kleinen Rückwärtsturbinen ausgestattet worden sind. Die Rückwärtsturbinen durften nie eine Verlängerung der Schiffsturbinen überhaupt mit sich bringen und wurden deshalb so groß bemessen, wie sie eben gerade in dem Abdampfraum untergebracht werden konnten.

Es ist noch auf einen weiteren Punkt aufmerksam zu machen, und das ist die von Herrn Dr. Bauer angegebene momentane Steigerung der Rückwärtskraft zu dem Höchstwert. Ich kann zu dieser Steigerung von Null und Höchstleistung von 80 % oder 90 % nur meine Bedenken äußern, besonders aber bei flach gehenden Schiffen, bei Schiffen mit niedrigem Tiefgang, also Torpedobooten und kleinen Kreuzern. Eine Steigerung momentan in 3 oder 4 Sekunden auf die volle Leistung bringt weiter nichts mit sich, als daß der Propeller unheimlich viel Luft aufsaugt und lange tot arbeitet, bevor er wirklich seine Kraft umsetzen kann. Wie die Verhältnisse bei großen Schiffen liegen, haben wir ja gesehen, daß wir mit dem Hauptturbinenantrieb die Manövrierleistung, die früher mit Kolbenmaschinen und großer Rückwärtskraft erreicht worden ist, ebenfalls gehalten haben.

Herr Dr. Bauer führt auch das lästige Anstellen des Stopfbuchsendampfes an. Wenn das lästig gefallen ist, oder wenn es überhaupt je lästig gefallen sein sollte im Schiffsturbinenbau, so hat ja jeder Konstrukteur die Möglichkeit, eine kleine automatische Vorrichtung zu bauen, wie sie auch von einzelnen Firmen, besonders in Frankreich, seit längerer Zeit angewendet wird.

Ebensogut wie wir eine Entwicklung im direkten Schiffsturbinenantrieb haben durchmachen müssen, werden wir auch eine Entwicklung bei den neuen Übersetzungen durchmachen. Wir werden das Zahnradgetriebe weiter entwickeln mit den vorhandenen Erfahrungen, mit den neuen Momenten, mit den neuen Anforderungen, die an uns gestellt werden. Ebenso müssen wir aber auch noch die Entwicklung des Transformators abwarten. Wir kennen alle nur eine Ausführung, und was weiter kommen wird, besonders wenn auf die 60—70 000 Pferdestärken der großen Passagierdampfer hinaufgegangen wird, werden wir ja sehen.

Wenn wir 10 Jahre zurückgreifen, so hat man im Turbinenbau, allerdings damals Schiffsturbine contra Kolbenmaschine, ganz ähnliche Bilder und Zeichnungen vorgeführt, wie jetzt mit dem Transformator und der direkt wirkenden Turbine. Herr Dr. Bauer wird selbst wissen, wieviel die heutigen und nachträglichen Ausführungen von diesem einstmals sorgfältig ausgearbeiteten Projekt abgewichen sind. Es wird auch beim Transformator dieser und jener Quadratmeter Raum mehr erforderlich werden und wenn erst die langen Betriebserfahrungen da sind, wenn die Forderungen nach besserem und stärkerem Bau gestellt werden, wird auch noch diese und jene Tonne weiter hinzukommen.

Ebenso erinnern die aufgezählten Schaufeln der einzelnen Turbinen an die Vorträge vor rund zehn Jahren. Es ist der Parsons-Turbine à Conto der großen Schaufelzahl auch vorgeworfen worden, daß die Betriebssicherheit usw. jeder andern nachstehen würde. Die vielschauflige Turbine hat trotzdem heute ihren Weg gemacht und sind viele Millionen von Pferdestärken ausgeführt.

Ebenso muß erwähnt werden, daß die Turbinen für den Zahnäderantrieb kleiner ausgeführt werden können. Wir können das eingangs gezeigte System der Kombination ebenso anwenden, wie Herr Dr. Bauer es für den Antrieb des Transformators anwenden kann.

Die Dampfverbrauchszahlen bei Passagierdampfern mit direktem Antrieb sind ebenfalls nicht so hoch wie Herr Dr. Bauer angibt. Ich muß auch hier widersprechen, daß der Dampfer „Kaiser“ als Vergleich herangezogen wird. Nehmen wir andere Schiffe, von anderen Firmen gebaut, so werden wir andere Werte finden. Daß der Dampfverbrauch pro effektives Wellenpferd bei einer Panzerkreuzeranlage 6,4 kg betragen soll, ist ausgeschlossen. Es sind Dampfverbräuche gemessen worden für Turbinen mit kleinerer Leistung und niedrigerer Umdrehungszahl, also unter erschwerten Umständen, die nicht 6,4, wohl aber 6 und unter 6 betragen haben. Es ist also die Anlage, die Herr Dr. Bauer beschreibt mit 5,8 kg Dampfverbrauch, ohne weiteres mit direktem Antriebe auszuführen.

Was Herr Dr. Bauer unter „halber Schiffsgeschwindigkeit“ versteht, ist mir nicht ganz klar. Soll es die halbe Konstruktionsleistung, soll es die halbe erzielbare Höchstleistung sein? Ich würde auch hierauf näher eingehen, wenn die Definition genau gegeben wäre.

Meine Herren! Ich habe mich darauf beschränkt, diejenigen Punkte, die nach meiner Ansicht nicht unwiderlegt bleiben konnten, aufzuführen. Ich will nicht weiter darauf eingehen, ob und in welchen Fällen der direkte Schiffsantrieb oder das Übersetzungsgetriebe angewendet werden soll. Das muß in jedem einzelnen Falle entschieden werden. Wenn wir aber schon ein Übersetzungsgetriebe anwenden, so haben wir zweifellos die größere Sicherheit, einen Erfolg im Wirkungsgrade zu erzielen, wenn wir das Zahnädergetriebe anwenden, denn mindestens 6 % sind wir unbedingt dem Transformator voraus.

Des weiteren wird eine große Anzahl von Fällen eben beim direkten Schiffsturbinenantrieb bleiben, und die Übersetzungsgetriebe werden mehr den Sonderfällen und den besonderen Umständen zugewiesen werden.

Herr Fregattenkapitän a. D. Frommann - Berlin:

Meine Herren! Herr Dr. Bauer hat vorhin ausgeführt, wie es den Turbinen gelungen ist, in den Kriegsmarinen sich allmählich das Feld zu sichern; er hat aber auch nachgewiesen, daß die Turbine noch keineswegs an dem Ende ihrer Entwicklung angekommen ist. Im Gegenteil, wir finden die Tatsache, daß von den berufensten Seiten — ich nenne nur Parsons — und aus den verschiedensten Gründen eine weitere Vervollkommnung der Turbine angestrebt wird, und es ist auch nicht daran zu zweifeln, daß in dieser Hinsicht noch sehr viel getan werden kann. Herr Dr. Bauer hat uns die beiden erfolgversprechendsten Wege vorhin beschrieben, ihre Vor- und Nachteile, soweit ich es zu beurteilen vermag, vom unparteiischen Standpunkte und sachlich genannt.

Ich meinerseits möchte mich auf einen Punkt beschränken. Es kann natürlich nicht meine Aufgabe sein, als früherer Seeoffizier mich in die technische Konstruktion und in den inneren Turbinenbau zu begeben. Ich will mich aber auf den Standpunkt dessen stellen, der auf der Brücke die Maschine ausnutzt, und ich will mich deshalb allein mit der Frage der Manövrierfähigkeit beschäftigen. Es erscheint mir dies um so mehr angebracht, als Zahnradgetriebe und Transformator im Begriffe stehen, in der Front der Kriegsmarinen zu erscheinen, und es der Seeoffizier ist, der tagtäglich mit den Maschinen arbeitet, ihre Vorteile ausnutzen und letzten Endes mit ihnen im Kriege und im Gefecht Erfolge erzielen und Miß-

erfolge vermeiden soll. Von diesem Gesichtspunkte aus habe ich persönlich die Entwicklung der Transformatorfrage verfolgt.

Es ist mir, der in seinem Leben viel Gelegenheit gehabt hat, mit Kriegsschiffen zu manövrieren und Kriegsschiffe manövrieren zu sehen, aufgefallen, wie häufig bei theoretischen Erörterungen und Diskussionen, bei denen der Seeoffizier nicht direkt beteiligt ist, die wichtige Frage der Manövrierfähigkeit in den Hintergrund tritt gegenüber den anderen für den Konstrukteur so wichtigen Fragen der Ökonomie, der Platz-, Gewichts- und Personalersparnis.

Wenn ich an die Zeit denke, wo der Transformator vom Vulkan auf dem Versuchsfelde und später auf dem Dampfer „Königin Luise“ erprobt wurde, so kann ich mich vieler Besucher erinnern, die auch aus anderen Ländern kamen, aus England, Frankreich und anderen Gegenden, und fast alle hielten mir, wenn wir über den Transformator sprachen, entgegen: „Ja, wenn er nur eine etwas höhere Ökonomie hergäbe!“ Keine Maschine kann nur Vorzüge in sich begreifen; es kommt vielmehr immer darauf an, wie die verschiedenen Vorzüge und Nachteile gegeneinander abgewogen werden. Und das kann ich sagen: es ist nicht einer von den Besuchern der „Königin Luise“ fortgegangen, der nicht rückhaltlos die vorzüglichen und glänzenden Manövriereigenschaften des Transformators anerkannt hätte!

Wenn ich nun zu den Manövriereigenschaften komme, so ist zunächst festzustellen, daß das Turbinenschiff seine Existenz nicht der besseren Manövrierfähigkeit der Turbine verdankt. Die Turbine ist nicht eingeführt worden, weil sie besser manövriert als die Kolbenmaschine, sondern wegen ihrer sonstigen Eigenschaften. Es könnte eingewendet werden: „Es schwimmen aber viele Turbinenschiffe auf dem Weltmeere; sie fahren im Verbande, sie führen kriegsmäßige Manöver aus, und der Seeoffizier ist mit ihnen durchaus zufrieden.“ Ich bin überzeugt, daß dem so ist. Vor allem weiß ich, daß in unserer Marine die Seeoffiziere mit den Turbinen zufrieden sind; bei uns sind sie auch mit besonderer Vorsicht entwickelt worden.

Andererseits aber ist es auch wahr, daß die Stoppstrecken und Stoppzeiten — und darin lasse ich mich auch nicht durch den Herrn Vorredner beirren — nach dem, was ich gesehen habe, bei den Turbinenschiffen größer sind als bei Kolbenmaschinenschiffen, und das ist wichtig.

Betrachtet man von diesem Gesichtspunkte aus die beiden neuen Einrichtungen, so liegt auf der Hand, daß man bei Anwendung von Zahnradübersetzungen die Rückwärtsturbinen niemals entbehren kann. Diesen Standpunkt hat auch der Herr Vorredner eingenommen. Es mag sein, daß die Leistungsfähigkeit der Rückwärtsturbinen noch erheblich gesteigert werden kann, ich halte es aber für ganz ausgeschlossen, daß für sie der Stand der Transformatorrenturbine jemals erreichbar ist, die mit 80, ja 90 % der Vorwärtsleistung rückwärts zu arbeiten vermag.

Eine Maschine aber, die kräftig rückwärts arbeitet, gibt dem Führer das Schiff ganz anders in die Hand, und das ist der große Vorzug des Transformators vom seemännisch-taktischen Standpunkte.

Bevor ich nun die taktischen Aufgaben, die an Kriegsschiffsmaschinen herantreten, andeute, sei es mir gestattet, kurz zu erwähnen, daß ich persönlich die Entwicklung der Transformatorenfrage seit vielen Jahren beobachtet habe. Zum ersten Male hatte ich im Herbst 1909 an Bord S. M. Y. „Hohenzollern“ Gelegenheit, einen Transformator auf dem ersten Transformatorndampfer zu sehen und würdigen zu lernen. Ich habe dann im vorigen Jahre die wochenlangen harten Erprobungen der ersten leistungsstarken Transformatorenturbine persönlich mitgemacht. Ich habe mich hierbei überzeugen können, wie sicher, schnell und wirkungskräftig sie auf dem Versuchstande umsteuerte. Ich habe ferner in diesem Jahre bei vielen Probefahrten der „Königin Luise“ feststellen können, wie sich das Schiff

zu den manövrierenden Transformator-Turbinen verhält. Ich kann nur sagen, daß meine Erwartungen, die früher schon hohe waren, in der Praxis an Bord noch übertroffen wurden.

Gehe ich nun auf die verschiedenen Aufgaben ein, die an Kriegsschiffsmaschinen herantreten, so weise ich darauf hin, daß für das einzelne Schiff hauptsächlich in Frage kommt jedes Manövrieren in engen Gewässern, von allen Dingen, wenn Wind und Strom vorhanden sind, Schleusenmanöver, „An die Boje gehen“, schnelles und genaues Ankern in bestimmten Peilungen, Schleppmanöver, „Mann über Bord“, ferner jedes Gefahrmanöver, wenn z. B. plötzlich ausgewichen werden muß, oder bei Nacht oder Nebel die Gefahr des Auflaufens besteht, und schließlich gelegentlich auch das Ausweichen vor feindlichem Torpedoschuß, der Kampf um Sperren und Manövrieren bei Minengefahr. Es liegt auf der Hand, daß wohl in manchen Fällen ein möglichst schneller Verlauf des Manövers nur erwünscht ist, meist aber muß das aus der Maschine herausgeholt werden, was sie hergeben kann.

Wie die Verhältnisse nun bei dem einzelnen Schiffe liegen, so liegen sie auch bei einem Verbande. Je sicherer die Schiffe manövrieren, um so sicherer hat sie der Führer in der Hand, desto geschlossener kann der Verband fahren. Dies ist von großer Tragweite in bestimmten taktischen und Gefechtslagen. Zur Lebensfrage wird die kurze Stoppstrecke für Schiff und Mannschaft bei Gefechts- und anderen Störungen im Verbande, von besonderer Bedeutung ist sie beim Kurs- und Positionhalten auf der Stelle, beim Zusammenfahren mit Schiffen, die verschiedene Fahrmomente und verschiedene Manövereigenschaften besitzen, und schließlich beim Vermeiden jeder plötzlich auftretenden Gefahr, wie der des Zusammenstoßes z. B. mit einem den Kurs eines Geschwaders kreuzenden Kauffahrteischiff.

Wird noch hinzugefügt, daß man dem wachhabenden Offizier ein Mittel in die Hand geben kann, mit dem er in der Lage ist, von der Brücke aus unverzüglich und ohne Mittelspersonen die Schrauben rückwärts gehen zu lassen, so wird die Bedeutung des Transformators als Manövermaschine in das hellste Licht gesetzt, und zwar nicht nur für Kriegsschiffe, sondern auch für Qualitätsdampfer — ich brauche bloß die Worte „Titanic“ und „Eisberg“ auszusprechen!

Nach alledem liegt einer der Hauptwerte des Transformators für den manövrierenden Seeoffizier auf seemännisch-taktischem Gebiet und ist in der unbedingt zuverlässig, unverzüglich einsetzenden und hohen Rückwärtsleistung zu erblicken, wie sie tatsächlich auf der „Königin Luise“ festgestellt wurde und meines Wissens bei keiner anderen Neueinrichtung vorhanden ist.

Wie wichtig aber jede bei einem Gefahrenmanöver ersparte Sekunde Zeit und jeder an Raum gesparte Meter ist, das wird ersichtlich, wenn ich daran erinnere, wie auch jetzt noch die Schiffsgeschwindigkeiten steigen — ich nenne bloß den „Nowik“ mit seinen 37 Meilen — wenn ich ferner daran denke, welche hohen Gefechtswerte jede einzelne Gefechtsinheit verkörpert, und wenn ich mir schließlich vor Augen führe, daß schon im Frieden die Kriegsschiffe beim Manövrieren häufig in gefahrvolle Lagen kommen. Dies kann auch nicht vermieden werden, denn ohne kriegsmäßiges Arbeiten gibt es keine Vorbereitung auf den Krieg, in dem Gefahrenmanöver, wenigstens vorübergehend, als normaler Zustand anzusehen sind. Im Kriegsschiff werden daher auch alle Einzelheiten für den Moment der Gefahr besonders ausgebildet, also muß dies auch bei der Maschine der Fall sein.

Gehört im Augenblick der Gefahr zum erfolgreichen Handeln in erster Linie kühner und schneller Entschluß, so müssen zu einer erfolgreichen Umsetzung in die Tat auch maschinelle Einrichtungen vorhanden sein, die dem auf der Brücke führenden Offizier sein Schiff so sicher als möglich in die Hand geben.

Vom Standpunkt des manövrierenden Seeoffiziers ist also — jedenfalls im Augenblick der Gefahr — die Maschine am höchsten einzuschätzen, die schnell und wirkungsvoll ausführt, was ihr befohlen wird.

Wenn vorhin vom Auslande gesprochen und erwähnt worden ist, daß ein Schiff schwimmen soll, welches ebensogute Eigenschaften hat, wie unsere „Königin Luise“, so ist mir dieses neu. Ich halte mich an die selbst gesehene Tatsache, daß die „Königin Luise“ bei höchster Fahrt eine Stoppgeschwindigkeit von nur 230 m für eine Stoppzeit von nur 70 Sekunden besitzt, denen beim Turbinendampfer „Kaiser“ 550 m und 113 Sekunden gegenüberstehen. Zum Schluß spreche ich den Wunsch aus, daß der Seeoffizier, wenn er künftig einmal die Transformator-turbine in die Hand bekommt, sich ebenso zufrieden darüber äußern möchte, wie jener Offizier der Handelsmarine, der auf dem Dampfer „Königin Luise“ bei Beobachtung eines besonders schwierigen Ausweichmanövers ausrief: „Meine Herren, das war schön; der Führer hat das Schiff in der Hand, wie eine Schreibfeder.“

Herr Marinebaumeister a. D. Schulthes-Berlin:

Meine Herren! Es ist in der Technik ebenso wie im Leben: man kehrt immer zur alten Liebe zurück. Die Erfahrungen, welche vor langen Jahren gemacht worden sind, daß eventuell ein Zwischenglied zwischen Turbine und Propeller notwendig wird, sind ja alt. Die Bestrebungen, ein solches Zwischenglied zu bauen, sind gleichfalls alt. Ich habe schon im Jahre 1907 die Ehre gehabt, an gleicher Stelle in eingehender Arbeit hierüber vorzutragen und, dem Stande der damaligen Technik entsprechend, mich auf die Einschaltung des elektrischen Zwischengliedes beschränken müssen.

Herr Direktor Dr. Bauer hat heute in klarer und sehr interessanter Form die neueren Erfahrungen auf diesem Gebiete uns mitgeteilt. Er hat die elektrische Kraftübertragung nur kurz gestreift. Er hat gesagt: es führen heute zwei Wege zu greifbaren Resultaten. Ich muß hier ein wenig korrigieren und nachhelfen. Die Elektrizität hat auch bereits zu greifbaren Resultaten geführt. Es sind solche Anlagen ausgeführt und erprobt worden. Es würde zu weit führen, heute auf diese Ausführungen einzugehen, aber ich möchte auf dasjenige, was ich in meinem Vortrage 1907 gesagt habe, zurückgreifen. Es sind heute noch alle diejenigen Daten und Zahlen, die ich damals angegeben habe, für die Elektrizität gültig. Im Gegenteil, die Zahlen würden heute in allen Punkten besser ausfallen, wenn man diese Anlagen weiter ausbildet. Diejenigen Herren also, welche diese Sache nicht vom Stande des Elektrotechnikers, sondern vom Stande des elektrotechnischen Laien aus auf diesem Gebiete studieren wollen, könnten sich auch heute noch an diese Zahlen halten. Die Vorteile der elektrischen Kraftübertragung gegenüber dem Zahnradgetriebe liegen darin, daß Umsteuerung nicht notwendig ist, sondern daß sie sich durch die Elektrizität ohne weiteres ergibt. Die Elektrizität ist außerdem auch gegen den Foettinger-Transformator dadurch im Vorteil, daß eine Teilung der Kraft von einer Primärturbine auf beliebig viel Propeller möglich ist. Die Umsteuerung von der Kommandobrücke aus ergibt sich bei der Elektrizität von selbst und ist bereits ausgeführt. Alle diese Eigenschaften hat also die Elektrotechnik in besserer Weise gelöst oder kann sie in besserer Weise lösen als die beiden vorggeführten Systeme. Die Zahnradübersetzung wird außerdem an Raum- und Gewichtersparnis keine sehr großen Vorteile haben einer elektrischen Anlage gegenüber. Der Foettinger-Transformator wird, soweit ich die Sache überschaue, wohl unter allen Umständen leichter sein und weniger Platz gebrauchen.

Nach allen diesen Ausführungen will ich behaupten, daß, wenn die Aufgabe nun einmal, wie sich im Laufe dieser Jahre gezeigt hat, immer wieder ans Tageslicht tritt und also diese Aufgabe doch gestellt werden muß, auch die Elektrizität zur Lösung mit herangezogen werden muß. Es gereicht mir besonders zur Freude, daß ich augenblicklich mit denselben Worten schließen kann, die ich seinerzeit 1907 gesagt habe. Ich sagte damals wörtlich: „Es gereicht mir zur Freude, hier mitteilen zu können, daß es zur Ausführung großer Arbeiten auf diesem Gebiete nur noch der positiven Stellung der endgültigen Auf-

gaben durch eine unserer großen Reedereien bedarf, und die deutsche Elektrotechnik ist in der Lage, sie einwandfrei zu lösen, wie alle die hier — die damals! — erwähnten kleineren Aufgaben bereits gelöst sind und nur noch der weiteren Verallgemeinerung bedürfen.“

Ich glaube, diese paar Worte auch im Interesse der geschichtlichen Klarstellung, da die ersten damaligen Arbeiten an gleicher Stelle veröffentlicht worden sind, sagen zu müssen.

Herr W. B o v e r i - Baden (Schweiz):

Meine Herren! Herr Dr. Bauer hat in seinen interessanten neueren Erfahrungen und Bestrebungen auf dem Gebiete der Schiffsturbine in der ersten Abteilung seines Vortrages eigentlich nur von Havarien gesprochen. Der Außenstehende könnte beinahe den Eindruck gewinnen, das Positivste, was wir in Deutschland mit dem Schiffsturbinenbau erreicht hätten, sei Havarien. (Heiterkeit.) So gefährlich ist es nun in Wirklichkeit nicht. Aber es muß anerkannt werden, daß alle Turbinenkonstrukteure gewisse unangenehme Erfahrungen machen mußten, die sie besser und lieber nicht erfahren hätten. Herr Dr. Bauer hat auch die Gründe angedeutet, woher das kommt. Die Ursache liegt in der rapiden Entwicklung des ganzen Schiffsturbinenbaues in den vergangenen Jahren. Jeder Konstrukteur weiß, daß bei der Ausarbeitung neuer Typen immer in der Erfahrung erst gewisse Fehler konstatiert werden müssen, die später verbessert werden können. Beim Schiffsturbinenbau sind die Bauzeiten ungemein lange, und es folgen sich infolgedessen die Objekte derartig aufeinander, daß die eine Anlage sehr häufig nicht einmal fertiggestellt ist, wenn eine nächste, die schon wieder Neuerungen enthält, in Arbeit genommen wird. Es ist also sehr schwierig, die praktischen Erfahrungen zur Anwendung zu bringen.

Herr Dr. Bauer hat insbesondere auf die Unzukömmlichkeiten hingewiesen, welche durch das Vorhandensein von Rückwärtsturbinen entständen. In diesem Punkte nun muß ich ihm ganz ähnlich wie Herr Oberingenieur Roth auf das entschiedenste widersprechen. Die erste Aufgabe, die der Schiffskonstrukteur hat, ist die, darauf hinzuwirken, daß sich die Schaufeln überhaupt nicht berühren; denn wenn die Schaufeln einmal unter sich zur Berührung kommen, so ist auch die Havarie gegeben, ganz gleichgültig, in welchem Drehsinn die Maschine läuft. Ja, wir haben konstatiert, daß in einzelnen Fällen sogar gerade bei dem Lauf in dem normalen Drehsinn, wie ich das heißen will, die Möglichkeit einer bedeutend schwereren Beschädigung der ganzen Maschine aufgetreten ist, als wenn die Schaufeln beim Gegeneinanderlaufen ineinander haken. Also ich kann nicht anerkennen, daß in der Rückwärtsturbine eine besondere Schwierigkeit liegt. Wir müssen zu Konstruktionen kommen, bei denen Havarien praktisch ausgeschlossen sind. Unter allen Umständen bietet in dieser Beziehung die Rückwärtsturbine geringere Schwierigkeiten als die Vorwärtsturbine.

Ich glaube auch, daß Herr Dr. Bauer diesen Punkt der Rückwärtsturbine nur deshalb in der Weise, wie er es getan hat, beleuchtet hat, um damit auf die Abteilung 2 seines Vortrages überzulenken. Er spricht dort von dem indirekten Antrieb der Schraubenwellen durch Turbinen. Ich stehe vollständig auf dem gleichen Standpunkte wie er, daß wir vor dem Übergang zu indirektem Antrieb der Schiffswelle stehen und daß wir dazu übergehen müssen, wenn wir nicht in der Entwicklung vollständig aufgehalten sein wollen. Die Gründe, die dazu führen, sind zweifache.

Sie liegen einerseits in den ungeheuren Dimensionen, welche die Turbinen beim direkten Antrieb bereits angenommen haben, Dimensionen, welche beinahe nicht mehr beherrscht werden können. Herr Dr. Bauer hat ihnen auch eine solche Turbine im Bilde vorgeführt. Er hätte vielleicht dazu setzen können, daß es sich bei einem derartigen Objekt um Längen von etwa 9 bis 10 m, um Durchmesser von $5\frac{1}{2}$ m und um Gewichte von

etwa 400 t in einer Niederdruckturbine handelt. Wir müssen uns klar sein, daß man mit diesen Dimensionen nicht weiter gehen kann und daß wir heute schon an einer Grenze angekommen sind, wo es Bedenken erregen muß, eine derartige Maschine ins Schiff zu heben, besonders mit Rücksicht auf etwaige notwendige Reparaturen, mit denen wir ja immer rechnen müssen.

Der zweite Grund, der auf den indirekten Antrieb hinweist, liegt in den Propellern. Wir sind zwar mit der Umdrehungszahl der Turbinen so weit heruntergegangen, wie man es eigentlich mit dem Begriff einer Dampfturbine für unvereinbar gehalten hätte. Aber trotzdem haben wir auch heute noch in den Turbinenschiffen zu hohe Umlaufszahlen der Propeller. Es ist uns nicht gelungen, den Nutzeffekt der Propeller zu erzielen, den man mit langsam laufenden Propellern früher schon hatte, und infolgedessen müssen wir in zweiter Linie darauf hinarbeiten, die Umlaufzahl der Propellerwellen zu reduzieren. Es besteht also einerseits das Bedürfnis, die Turbine in den Dimensionen zu verkleinern und sie naturgemäß mit Rücksicht auf die Ökonomie auch schneller laufen zu lassen, und auf der anderen Seite das Bedürfnis, die Umlaufzahl der Propeller zu reduzieren. Daraus ergibt sich ohne weiteres die Notwendigkeit des indirekten Antriebs.

Herr Dr. Bauer hat die zwei Möglichkeiten einander gegenübergestellt, die heute praktisch für den indirekten Antrieb in Betracht kommen können, den Foettinger-Transformator und das Zahnradgetriebe. Es unterliegt ja keinem Zweifel, daß der Foettinger-Transformator eine geradezu geniale Lösung der Aufgabe darstellt, die ihm gestellt ist. Er leidet nur leider an dem Mangel, den ähnliche Einrichtungen naturgemäß haben, einerseits an der zu geringen Elastizität in den Übersetzungsverhältnissen und andererseits an einem nicht genügend guten Nutzeffekt.

Was die Übersetzungsverhältnisse anlangt, so mache ich in erster Linie darauf aufmerksam, daß Herr Dr. Bauer ja schon ganz davon abgesehen hat, bei seinen Projekten die Umdrehungszahl der Propeller zu reduzieren. Er hat also einen sehr wichtigen Punkt beim indirekten Antrieb vollständig außer acht lassen müssen. Ja, er ist in einem seiner Projekte sogar mit den Propellertourenzahlen noch höher gegangen als beim direkten Turbinenantrieb. Trotzdem war er infolge des beschränkten Übersetzungsverhältnisses des Foettinger-Transformators nicht in der Lage, mit den Turbinen auf die hohe Tourenzahl heraufzukommen, die wir, wenn wir doch einmal zum indirekten Antrieb übergehen, entschieden anstreben müssen, um die höchste Ökonomie in der Turbine selbst zu erreichen.

Ganz anders liegen die Verhältnisse in dieser Hinsicht bei dem Zahnradgetriebe. Im ersten Augenblick mag ja der Gedanke an diese Zahnräder einen gewissen Schrecken einjagen. Aber wir müssen nicht vergessen, daß wir hier auch heute vor ganz anderen Konstruktionsverhältnissen stehen als vor wenigen Jahren. Wir verfügen über ganz andere Materialien und über ganz andere Bearbeitungsmöglichkeiten. Die Zahnräder gestatten nicht nur Übersetzungen von 1 : 7, 1 : 8 und 1 : 10, sondern sie gestatten Übersetzungen von 1 : 20, und in einem praktischen Falle ist sogar eine Übersetzung von 1 : 27 in Ausführung. Sie sind auch keineswegs beschränkt auf Kraftziffern von 3000 Pferdekraften pro Ritzel. Es befinden sich bereits solche von 10 000 Pferdekraften pro Ritzel in Ausführung, und es ist gar kein Grund vorhanden, daß diese 10 000 Pferdekraften nicht noch sehr wesentlich überschritten werden könnten. Es liegt übrigens zu einer solchen Überschreitung gar keine Veranlassung vor. Das Zahnradgetriebe gestattet also die Aufgaben, die wir uns stellen müssen, technisch in der vollkommensten Weise zu lösen. Es ist auch kein Nachteil, daß dabei das Bedürfnis entsteht, die Turbine unter Umständen zu unterteilen. Dadurch wird es unnötig werden, noch besondere Marschturbinen mit Zahnradantrieb einzubauen, weil die Turbinen die genügende Konstruktionslänge haben können, um Vorschaltstufen für die Marschfahrt zu haben. Es wird sich auch bei den schnelllaufenden Turbinen manch-

mal das Bedürfnis ergeben, die Niederdruckturbinen aus Konstruktionsrücksichten zu spalten. Die Notwendigkeit der Unterteilung beim Zahnrad wird sich also in der Praxis nicht als ein Nachteil, sondern als ein Vorteil ergeben.

Nun müssen wir die Nutzeffektverhältnisse miteinander vergleichen. Für den Foettinger-Transformator erreichen sie, wie angegeben worden ist, an sich für eine derartige Maschine einen ganz außerordentlich hohen Nutzeffekt von 89 %, den ich ohne weiteres als gegeben annehmen will. Dagegen kann ich dem Herrn Dr. Bauer den Gewinn von 2 % für die Vorwärmung des Speisewassers nicht zugestehen. Wir wissen wohl alle, daß die Hilfsmaschinen auf dem Schiff bereits so viel Abdampf produzieren, daß wir nicht einmal in der Lage sind, diesen zum Zweck der Vorwärmung des Speisewassers voll auszunützen. Leider haben wir also gar nicht so viel Speisewasser zur Verfügung, um auch noch die Abwärme des Transformators zu diesem Zwecke benutzen zu können. Wir müssen uns daher auf den Nutzeffekt von 89 % beschränken. Demgegenüber steht das Zahnradgetriebe mit 98 %. Das Drucklager hat nicht einen Verlust von 0,5 %, sondern in seinen neuen Konstruktionen einen Verlust von 0,1 %. Durch die Ventilation gehen nicht 2 % verloren, sondern 0,5 %. Der Nutzeffekt des Zahnradgetriebes ist also ungefähr 97½ % und infolgedessen über 8 % höher als der Nutzeffekt des Foettinger-Transformators.

Damit ist aber noch nicht alles gesagt. Durch die Reduktion der Umdrehungszahl der Propeller werden wir im Minimum 10 % gewinnen. Infolgedessen ist der Unterschied zwischen dem Foettinger-Transformator und dem Zahnradgetriebe im Nutzeffekt 18 %. Meine Herren, Sie werden mir zugeben, daß das eine Differenz ist, über die man eben nicht hinwegkommen wird und die dem Zahnradgetriebe immer die größeren Vorzüge sichert.

Ich kann auch hier noch einmal auf die Rückwärtsfrage zurückkommen und sagen, daß auch in dieser Anordnung mit Zahnradern die notwendige Anbringung von Rückwärtsturbinen durchaus kein Hindernis darstellt. Die Konstruktion ist bei den schneller laufenden Turbinen noch weniger schwierig als bei den langsam laufenden Turbinen. Meist werden sie überhaupt ganz ohne eigenen Platzbedarf im Abdampfraum der Niederdruck-Hauptturbine untergebracht werden können. Ich stehe selbstverständlich auf dem Standpunkte, daß Überhitzung anzuwenden ist. Aber ich sehe gar keinen Grund, sie etwa nicht anzuwenden, weil wir Rückwärtsturbinen haben. In die Rückwärtsturbinen läßt man an sich den Dampf schon mit einer viel größeren Expansion eintreten, und die Temperaturen sind dadurch schon geringer. Sollte man aber Bedenken haben, so liegt ja gar keine Schwierigkeit vor, die betreffenden Teile der Rückwärtsturbine unter Heizung zu halten, so daß eine plötzliche Erhitzung durch den eintretenden Dampf vermieden werden kann.

Ich resumiere also dahin, daß ich wie der Herr Vortragende ganz damit einverstanden bin, daß wir zum indirekten Antrieb kommen müssen. Ich anerkenne im höchsten Maße das, was die Konstruktion, die ich geradezu als genial bezeichnen muß, der Foettinger-Transformator darstellt. Aber ich bin der Ansicht, daß das universelle Mittel für den indirekten Antrieb und dasjenige Mittel, das uns den höheren Nutzeffekt geben wird, das Zahnradgetriebe ist. Leider kann ich Ihnen ja bei Gelegenheit einer Diskussion keine Bilder darüber vorführen, wie sich die Dispositionen darstellen. Herr Dr. Bauer hat für den Zahnradantrieb das allernüchternste Bild vorgeführt, das Parsons einmal auf Veranlassung einer auswärtigen Regierung auf besonderen Wunsch derselben aufgezeichnet hat. Es lassen sich natürlich ganz andere Dispositionen darstellen, die erweisen würden, daß auch in bezug auf den Raumbedarf das Zahnradgetriebe mindestens das gleich günstige Resultat ergibt wie der Foettinger-Transformator.

Herr Direktor Dr. Ing. h. c. Eggers-Cassel:

Meine Herren! Angeregt durch das hier Gehörte fühle ich mich veranlaßt, als

bisheriger technischer Leiter der einzigen deutschen Großreederei, welche Turbinenschiffe in Bau gegeben und in Fahrt gestellt hat, das Wort zu erbitten. Ich habe es in vorgenannter Eigenschaft als meine Pflicht betrachtet, alle Neuerungen auf dem Gebiete des gesamten Schiffswesens, speziell natürlich der Handelsmarine, unparteiisch und intensiv zu verfolgen, um das brauchbar Erscheinende zur gegebenen Zeit mit Nutzen für die Zwecke der Handelsmarine verwenden zu können. Ich glaube Ihnen daher bei dieser Gelegenheit die Ansichten nicht vorenthalten zu sollen, welche sich aus dem praktischen Betrieb heraus entwickelt haben.

Die vorzüglichen Ausführungen des Herrn Dr. Bauer über die Gefahren, welche den heutigen Turbinenanlagen mit separaten Rückwärtsturbinen, namentlich solcher größter Dimensionen, drohen, sind mit außerordentlichem Dank zu begrüßen. Sie sind hauptsächlich deswegen mit Dank zu begrüßen, weil sie einmal mit absoluter Offenheit und ohne jede Geheimnistuerei die Sorgen erkennen lassen, welche auf allen verantwortlich Beteiligten bei Inbetriebnahme derartiger Anlagen und bei plötzlichen Manövern lasten. Wer einmal das Hangen und Bängen bei Inbetriebsetzung einer großen Schiffs-Turbinenanlage am eigenen Leibe ausprobiert hat, der wird zugeben, daß unser Streben darauf gerichtet sein muß, dieser Kalamität Herr zu werden. Ich kann wohl mit Recht sagen, daß wir unter Verwendung der Erfahrungen sämtlicher Turbinenkonstruktoren der Welt auch heute noch nicht in der Lage sind, eine große Schiffs-Turbinenanlage so zu konstruieren, daß wir vor Überraschungen absolut sicher sind. Erstrebenswert bleibt es daher unbedingt, die Dimensionen der Turbinen zu verringern, die ungeheueren Schaufelzahlen zu verringern und möglichst die Rückwärtsturbinen ganz abzuschaffen, selbst wenn diese Maßnahme mit einer Verringerung der Ökonomie um einige Prozente erkauft werden müßte.

In richtiger Erkenntnis dieser Tatsache habe ich zu diesem wichtigen Schritt gern die Hand gereicht und bin der Ansicht, daß man in Zukunft sehr bald allseits zu der Einsicht kommen wird, daß die durchaus erforderliche Verbesserung der Betriebssicherheit der Schiffs-Turbinenanlagen hauptsächlich auf den von Herrn Dr. Bauer angeführten Wegen zu erreichen ist. Die Ausführung des hydraulischen Übersetzungsgetriebes auf dem Dampfer „Königin Luise“ der Hamburg-Amerika-Linie hat seine Leistungsfähigkeit glänzend bewiesen, und die vorjährigen mehrwöchentlichen Dauerversuche mit einem Foettinger Transformator von 10 000 PS auf dem Versuchsstande der Vulkanwerft in Hamburg haben ganz hervorragende Resultate gezeigt.

Angesichts des Risikos, welches ich für meine Reederei mit der Erstausführung einer so großen neuartigen Anlage übernahm, war es natürlich meine Pflicht, namentlich die Betriebssicherheit der Anlage gründlich zu studieren, und heute darf ich es dem Vulkan wohl verraten, eines Tages, nach Ablauf einer ununterbrochenen 14tägigen Dauerfahrt, bin ich mit der freundlichen Absicht zur Vulkanwerft gegangen, um entweder den Transformator kaputt zu fahren oder den Nachweis zu erbringen, daß derselbe eigentlich nicht umzubringen ist. Daß mir das erstere trotz unglaublicher Maschinenmanöver nicht gelungen ist, zeugt wohl am besten für die gesunde und gediegene Konstruktion des Getriebes und seine ausgezeichnete Brauchbarkeit für den höchste Anforderungen stellenden Schiffsbetrieb. Da auch die Ökonomie der Anlage auf der „Königin Luise“ alle Erwartungen voll erfüllt hat, kann man der nächstjährigen Inbetriebsetzung des ersten großen Passagierdampfers für die Hamburg-Amerika-Linie mit schnellaufenden Turbinen und Foettinger-Transformatoren von 20 000 PS maximaler Leistung mit absoluter Ruhe entgegensehen. Und ich bedaure nur, daß wir keine Zeit gefunden haben, den Versuch so frühzeitig zu machen, daß diese großartige Erfindung auf den beiden Schwesterschiffen der Imperator-Klasse noch verwendet werden konnte. Leider waren diese im Bau zu weit vorgeschritten. Jedenfalls wäre ich auf Grund der Erprobung voll für die Sache eingetreten.

Auch das Übersetzungsrädergetriebe, wie es in der Urform von de Laval seit langen Jahren bei Turbinen seines Systems angewendet wird und wie es später von Westinghouse in Amerika und von Parsons in England für größere Leistungen beim Antrieb von Schiffen ausgeführt worden ist, bringt unverkennbare Vorteile und scheint in praktischer Kombination mit dem Transformator berufen zu sein, dem Schiffsmaschinenbau ganz neue Wege zu weisen. Herr Dr. Bauer hat daher unbedingt recht, wenn er anführt, daß sich die natürliche Entwicklung des Schiffsturbinenbaus in der Richtung: Abschaffung der Rückwärtsturbine, Übersetzen und Überhitzen weiter bewegen wird. Wenn auch das Überhitzen bei Schiffsturbinenanlagen der bisherigen Bauart eine zeitlang wieder zurückgestellt worden ist, so zeigen doch die großen modernen Landturbinenanlagen zur Genüge, daß bei gleichbleibender Drehrichtung und hoher Tourenzahl auch hohe Übersetzung und hoher Druck durchaus lebensfähig und von nicht zu unterschätzender Bedeutung sind. Es ist daher naheliegend, diese Möglichkeit in Zukunft auch für Schiffsturbinen-Installationen modernster Bauart mit Vorteil auszunutzen. Allen Interessenten dürfte es bekannt sein, welchen Siegeslauf der Heißdampf in den letzten Jahren in der ganzen Welt gemacht hat. Beiläufig sei erwähnt, daß mehr als 20 Millionen PS mit Heißdampf auf Lokomotiven und $1\frac{1}{2}$ Millionen PS mit Heißdampf auf Schiffen laufen. Ungeheure Millionen an Geld und Gut sind durch die Einführung des Heißdampfes erspart worden, so daß es durchaus richtig erscheint, nun auch mit Heißdampf bei Schiffsturbinenanlagen moderner Bauart wieder anzufangen. Die guten Resultate mit Überhitzer-Anlagen im allgemeinen für alle möglichen Verwendungszwecke lassen erhoffen, daß auch bei höchsten Dampfspannungen und höchster Überhitzung mit den heute zur Verfügung stehenden Mitteln keine ernstesten Schwierigkeiten zu erwarten sind. Diese Zuversicht stützt sich mit auf die Tatsache, daß es Herrn Baurat Dr. Schmidt, dessen Name von Herrn Dr. Bauer genannt wurde, einwandfrei gelungen ist, in der Ascherslebener Maschinenfabrik eine Versuchsdampfanlage ohne wesentliche Umstände seit ca. 2 Jahren in Betrieb zu halten. Dabei ist zu erwähnen, daß der dort zur Verfügung stehende Wasserrohrkessel sogar mit 60 Atmosphären Überdruck arbeitet und die Kolbenmaschine mit einer Heißdampf Temperatur von $400-450^{\circ}$ C. gefahren wird. Diese Installation berechtigt daher zu den besten Hoffnungen und eröffnet auch der normalen Kolbenschiffsmaschine, die heute in der Handelsmarine auch mit dem Rädergetriebe durchaus noch nicht abgetan wird, Perspektiven mit bezug auf den Brennstoffverbrauch, welche man bisher zu erhoffen wagte.

Ich muß bei dieser Gelegenheit auch einen kurzen Blick auf die Art der Kesselanlagen werfen, da sie doch für die Handelsmarine zu innig mit den neuen Bestrebungen zusammenhängen, als daß man sie ganz davon trennen könnte. Es darf also nicht außeracht gelassen werden, daß der heute fast allgemein am Bord der Handelsmarine übliche schottische Zylinderkessel endgültig das Feld an den leistungsfähigeren Wasserrohrkessel abzutreten hat, wenn man namentlich mit der Spannung noch höher gehen will, wie es die von Herrn Dr. Bauer vorgeschlagenen Projekte zeigen. Die Kriegsmarinen aller Nationen haben sich seit langen Jahren mit dieser Tatsache aus Gewichts- und anderen Gründen glänzend abzufinden verstanden, während bei der Handelsmarine erst ganz bestimmte, nicht zu umgehende Forderungen den Bau der Wasserrohrkessel fördern halfen. Ein Schnelldampfer „Imperator“ ist z. B. bei den heutigen Tiefgangsverhältnissen der deutschen Häfen ohne Wasserrohrkessel kaum denkbar.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley :

Herr Dr. Eggers, ich muß Sie darauf aufmerksam machen, daß das wohl kaum in den Rahmen unserer heutigen Diskussion gehört, weil wir ja nur über Turbinen sprechen.

Herr Direktor Dr. Eggers :

Ich habe vorhin ausdrücklich bemerkt, Herr Geheimrat, daß ich die Kesselfrage zum

Verständnis der Sache nicht ganz von der Maschinenanlage trennen könne. Ich werde mich aber so kurz fassen wie möglich. Jedenfalls hat der Dienst des Schnelldampfers „Imperator“ im letzten Jahre gezeigt, daß es trotz aller gegenteiligen Behauptungen und Erwartungen gelungen ist, einen fast ununterbrochenen sechsmonatlichen forcierten Betrieb aufrechtzuerhalten, ohne daß die Kessel versagt hätten.

Es kann sogar ausgesprochen werden, daß eine derartige Anlage mit Zylinderkesseln dieser Gewaltkur in kurzer Zeit erlegen wäre. Durch diese Tatsachen ist die Bahn für die Verwendung hoher Dampfspannung und hoher Überhitzung demnach auch auf Handelsschiffen frei geworden, und die von Herrn Dr. Bauer entwickelten Wünsche und Hoffnungen werden sehr bald von der überaus rührigen deutschen und internationalen Fachwelt realisiert werden, zum Nutzen unserer Kriegs- und Handelsmarine.

Es sollte mich freuen, wenn meine Anregungen und Ansichten mit dazu beitragen, die Situation, wie von Herrn Dr. Bauer ausgeführt, klären zu helfen und für die Weiterentwicklung des Schiffsantriebs in der gezeichneten Richtung von einigem Nutzen sein können.

Herr Direktor Regenbogen-Kiel:

Meine Herren! Ich möchte einleitend bemerken, daß ich ganz der Ansicht des Herrn Vortragenden bin, daß die Entwicklung der Schiffsantriebsturbine dahin geht, daß in Zukunft die schnellaufende Turbine an Stelle der langsamen, direkt gekuppelten Turbine genommen wird. Ich kann aber die Gründe nicht alle anerkennen, die Herr Dr. Bauer angeführt hat.

Vor allen Dingen kann ich nicht die behauptete Betriebsunsicherheit des jetzigen Systems als Notwendigkeit für die Einführung der schnellaufenden Turbine bzw. vor allen Dingen als Notwendigkeit für die Einführung des Foettinger-Getriebes anerkennen.

Die schnellaufende Turbine an sich hat gewaltige Vorteile, welche unverkennbar sind, und diese Vorteile bleiben bestehen, ob nun die Übertragung der Energie durch ein Foettinger-Getriebe oder durch ein Zahnrad vorgenommen wird. Es kann meines Erachtens sich nur darum handeln, welches Übertragungssystem ist das vorteilhafteste in bezug auf Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit. Daß es konstruktiv gelingen wird, sowohl den Transformator als das Zahnradgetriebe brauchbar zu machen, scheint mir fraglos zu sein, obwohl das Foettinger-Getriebe nicht ganz so einfach und betriebssicher als das Zahnradgetriebe erscheint. Das Zahnradgetriebe ist doch wohl das einfachste Maschinenelement, das wir alle kennen, zur Übertragung von Kräften. Unsere heutige Materialtechnik und unsere heutige Werkstatttechnik sollten in der Lage sein, auch Zahnräder herzustellen, die große Kräfte ohne Abnutzung oder wenigstens ohne nennenswerte Abnutzung, also unter Beibehaltung des auf dem Versuchsstand erwiesenen Wirkungsgrades dauernd aufrecht erhalten. Das Foettinger-Getriebe aber ist eine Maschine ziemlich komplizierter Art. Wer eine Foettinger-Getriebsmaschine aufgedeckt gesehen hat, wird zunächst einmal lange Zeit gebrauchen, bevor er die Wirkungsweise der verschiedenen ineinander gekapselten Räder erkennt. Was aber vor allen Dingen bei mir ein Bedenken auslöst, ist die Rückwärtsturbine des Foettinger-Transformators, in dem nämlich des Rückwärtsrad mit dem Vorwärtsrad verbunden ist durch eine Mehrzahl von Dichtungen hindurch. Die Kraft wird durch Schaufelkränze übertragen, die sicherlich Quellen von Schwierigkeiten sind und die sicherlich Betriebsstörungen hervorrufen werden. Die Rückwärtsturbine eines Foettinger-Getriebes, dessen Bild nach einer Veröffentlichung mir vorschwebt, war anderthalb Meter von dem Lager entfernt, frei überhängend, durch Labyrinthdichtungen hindurch, die den Wasserdurchfluß vermeiden sollten. Ich kann mir nicht denken, daß auf die Dauer derartige Konstruktionen ohne Betriebsstörungen arbeiten können. Ich bin also der Meinung, daß der Foettinger-Transformator dann erst voll zur Geltung kommen wird, wenn man auf den Rückwärtsteil verzichtet und den Rückwärtsteil wieder in die Dampfturbine hineinlegt, d. h. ihn da läßt, wo er heute ist. (Heiterkeit.) Wenn man nämlich zur schnell-

laufenden Turbine übergeht, dann kann man auch die Rückwärtsturbine in der schnellaufenden Turbine einfach und konstruktiv sicher durchführen. Die heutige Schwierigkeit besteht in den riesigen Abmessungen an Durchmesser und Länge. Wenn ich aber zu hohen Tourenzahlen übergehe, so schrumpft der Rückwärtsteil ebenso zusammen wie der Vorwärtsteil, und die Rückwärtsturbine wird zu einem einzigen Rad vielleicht mit zwei bis drei Schaufelreihen, was doch, wie alle Konstrukteure mir zugeben werden, betriebssicher genug hergestellt werden kann. In der Tat sind ja auch bei Havarien der Rückwärtsturbinen selten die Curtisradräder beschädigt worden, sondern meistens nur die sehr empfindlichen Parsons-Schaukelungen auf den Trommeln.

Bei der schnellaufenden Turbine sind ja auch die Massen so klein, daß die Bedenken verschwinden, welche der Herr Vortragende anführte, zugunsten des Foettinger-Getriebes mit Rückwärtsteil, indem er nämlich sagte, daß es schwer sei, Turbinen umzusteuern wegen der Massen und wegen der darin aufgespeicherten Energie. Wenn aber die raschlaufende Turbine genommen wird, so ist die Masse ja auch auf ein sehr kleines Maß beschränkt, und das Umsteuern dieser kleinen Masse mit verhältnismäßig kleiner Energie ist kein so großes Ding. Damit entfallen beinahe aber alle Punkte, welche gegen die Rückwärtsturbine sprechen.

Was nun die Führung von der Brücke aus angeht, so glaube ich, daß diese Aufgabe auch heute gelöst werden könnte. Ich kann mir z. B. vorstellen, daß es durch ein elektrisches Übertragungssystem möglich ist. Wenn die Aufgabe einmal gestellt wird und so wichtig ist, wie einer der Herren Diskussionsredner ausführte, dann soll die Forderung nur den Konstrukteuren gestellt werden, und ich glaube sicher, daß sie erfüllt werden wird. Das allein kann die Einführung des Foettinger-Transformators oder des Zahnrades oder was es nun sein mag nicht begründen.

Zusammenfassend möchte ich also sagen, daß nach meiner Ansicht die Entwicklung sicherlich in der Richtung der raschlaufenden Antrittsturbine mit Übersetzungsgetriebe gehen wird. Es erscheint mir fraglos, daß man die Rückwärtsturbine mit der Hauptturbine verbinden wird, wo sie für den Vorwärtsgang im Vakuum laufend wenig Kraft beansprucht, wo sie durch ihre geringe Masse die Umsteuerung nicht stört, wo sie wegen der dann möglichen ganz einfachen Bauart auch völlig betriebssicher ist, jedenfalls betriebssicherer als die notgedrungen komplizierte und von allen Seiten von anderen Konstruktionsteilen umhüllte Rückwärtsturbine des Foettinger-Transformators. Ist man aber allgemein und unabhängig zu raschlaufenden Turbinen gekommen, dann hat man, wie gesagt, nur zu wählen zwischen dem Zahnradgetriebe und dem an sich einfachsten, mechanischen Kraftübertragungsmittel, dem Zahnrade. Die elektrische Übertragung erscheint mir trotz der Ausführungen des Herrn Baumeister Schulze heute wohl kaum diskussionsfähig zu sein.

Die Wirkungsgrade, welche mit dem Foettingergetriebe im Vergleich zum Zahnradgetriebe erreicht werden können, sind ja durch die Ausführungen des Herrn Boveri sehr einleuchtend erläutert worden. Ich selbst habe einige Zahlen ausgerechnet, möchte aber, weil die Zeit vorgeschritten ist, sie ihnen nicht einzeln vorführen. Bei einer 40 000 PS-Anlage habe ich ausgerechnet, wieviel Wasser gekühlt werden kann bzw. gekühlt werden müßte durch das Kühlwasser des Foettinger-Getriebes. Wenn ich annähme, daß 10 % an Wärme abzuführen sind und das Wasser den Transformator mit 50 % verläßt und das Kondensat, welches durch die Turbine erwärmt werden soll, mit 30 % hereinkommt, dann sind 192 000 l Wasser pro Stunde aufzuwärmen. Na, soviel Wasser gibt es ja garnicht auf dem Schiff zu erwärmen. (Heiterkeit.) Also diese Erhöhung des Wirkungsgrades, diese 2 % entfallen vollständig.

Antrieb der Propeller für Marschfahrt durch eine besondere Turbine oder durch eine schnellaufende Ölmaschine ist ein Vorschlag, der schon häufig gemacht worden ist und der sicherlich sehr viel Vorteile bringt und daher sicherlich auch bald einmal ausgeführt werden

dürfte. Dabei aber ist die Kupplung der Maschine mittels des Foettinger-Transformators mit oder ohne Übersetzung mit konstant hohem Wirkungsgrad eine vorzügliche Lösung, und da wird er sicherlich sein Feld finden. Dabei kann der Antrieb der Hauptturbine ebenfalls durch Foettinger als Kupplung erfolgen, dann hat man den Vorteil, daß die Antriebsturbine stillstehen kann während der Marschfahrt — oder durch Zahnräder, dann müßte die Turbine mit rotieren, und man hat die Komplikation, daß man das Turbinengehäuse unter Vakuum halten muß. Das aber sind Fragen, die nur durch eine genaue Berechnung in bezug auf Wirtschaftlichkeit beantwortet werden können; und in dieser Rechnung müssen nicht allein Anlagekosten, Gewicht und Raum, sondern auch die Benutzungszeit selbst mit berücksichtigt werden.

Wenn man nun heute schon die Überzeugung gewinnen kann, daß die Aufgabe der Zahnradübersetzung restlos gelöst ist, daß betriebssichere Konstruktionen oder, wie es eigentlich richtiger heißen muß, daß betriebssichere Ausführungen geliefert werden können, so soll man das Zahnradgetriebe nehmen. Wenn man noch nicht zu der Überzeugung kommen kann, so soll man heute den Transformator nehmen. Für mäßige Leistungen, Übertragungen bis zu 10, 15 000 PS, sind, glaube ich, heute nach Äußerungen der Fabrikanten Zahnradgetriebe lieferbar. Es ist sicher, daß man weiter fortschreiten wird, wie man bis jetzt noch niemals stillgestanden hat auf dem Gebiete der Ingenieurkunst.

Im Kampf des Lebens aber, meine Herren, gewinnt immer zuletzt das den Sieg, mit dem die größte Wirtschaftlichkeit verbunden ist, und das ist sicher das Zahnradgetriebe, denn es hat in der Tat 98 % und wird diesen Wirkungsgrad beibehalten. Wie lange ein Foettinger-Betrieb den auf dem Versuchsstande bzw. auf den ersten Probefahrten gezeigten Wirkungsgrad beibehalten wird, ist heute nicht zu sagen.

Zum Schluß aber möchte ich den Wunsch oder vielleicht besser die herzliche Bitte aussprechen, daß die maßgebenden Instanzen, wie die Herren vom Reichsmarineamt oder die Herren von den Reedereien, möglichst bald und möglichst umfassend den Ingenieuren Gelegenheit zur Erprobung beider Konstruktionen geben, damit bald authentische Erfahrungen vorliegen, auf denen wir weiter bauen können. Daran möchte ich auch noch die weitere Bitte knüpfen, nicht wie in vielen früheren Fällen das Risiko und die großen Kosten den Maschinenfabriken und Werften zu überlassen (Heiterkeit und Bravo!), sondern einen Teil selbst mit zu übernehmen.

Herr Direktor Dr. Bauer - Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren! Die Stimmung der Herren Diskussionsredner bewegte sich, was die Würdigung des Transformators betrifft, derartig zwischen 0° und einer freundlichen Wärme, daß es wahrscheinlich für den größten Teil der Versammlung sehr schwer sein wird, die verschiedenen Urteile in der Frage „Rädergetriebe oder Transformator“ richtig zu bewerten. Es ist seitens der Herren Diskussionsredner wiederholt zum Ausdruck gebracht worden, daß der Versuch in dieser Frage den Ausschlag geben soll, und es wird auch wohl hierbei bleiben müssen.

Um auf die einzelnen, von den Herren Diskussionsrednern vorgebrachten Punkte einzugehen, möchte ich zunächst zu den Ausführungen des Herrn Roth bemerken, daß ich, um dessen Ausführungen entgegenzutreten, meinen ganzen Vortrag nochmals halten müßte, denn es ist eben gerade in dem Vortrage alles das eingehend begründet worden, in welchem ich mit Herrn Roth nicht gleicher Ansicht bin.

Um auf Details der Ausführungen des Herrn Roth einzugehen, bemerke ich, daß die rechnungsmäßige Beanspruchung der durch Vibrationen deformierten Turbinenschaufel ca. 500 kg/qcm betragen hat, also eine Beanspruchung, welche vollständig innerhalb des Rahmens der rechtmäßig zulässigen Beanspruchung liegt. Es hat sich aber auch gezeigt,

daß Schaufeln, welche der Rechnung nach eine Beanspruchung von nur 200 kg aufweisen, schon bei Berührung mit der Hand sich so weich zeigen, daß starke Vibrationserscheinungen bei denselben erwartet werden müssen, falls geeignete Impulse hierfür vorliegen, und daß demnach in solchen Fällen die üblichen Rechnungsmethoden als irreführend betrachtet werden müssen.

Ich bin gewiß kein Freund von Faustformeln und würde mich scharf dagegen wenden, daß das Rechnen beim Konstruieren außeracht gelassen wird. Es ist da, wo nicht die Anschauung ohne weiteres Aufschluß gibt, selbstverständlich das Rechnen das einzige Mittel, den richtigen Weg zu finden. Andererseits muß man aber auch vorsichtig sein, daß die Rechnung, welche man anstellt, die vorliegenden physikalischen Verhältnisse in jeder Beziehung berücksichtigt. Aus diesem Grunde habe ich auch am Anfang des Vortrages erwähnt, daß man zwar die Beschauelung auf ihre Beanspruchung nach bekannten Formeln berechnet, daß man bei der Dimensionierung vorsichtigerweise aber auch die durch Rechnung allein nicht so leicht zu fassenden Schwingungsmöglichkeiten berücksichtigen muß.

Ich kann an dieser Stelle wohl sogleich, weil diese Frage von mehreren der Herren Diskussionsredner angeschnitten worden ist, auf den Vergleich der Wirkungsgrade zwischen Zahnradgetriebe und Transformator eingehen. Mag der Drucklagerverlust kleiner sein als 0,5 %, so will ich diese $\frac{2}{10}$ % oder $\frac{3}{10}$ % zu ungunsten des Transformators konzedieren. Der Gewinn der 2 % für Vorwärmung des Speisewassers durch die Transformatorabwärme kann jedoch meinerseits nicht so leicht preisgegeben werden. Bei den modernen Schiffsturbinenanlagen ist die Quantität des Hilfsmaschinenabdampfes so groß, daß man den Wärmehalt desselben innerhalb der gegebenen Temperaturgrenzen im Speisewasser überhaupt nicht ganz unterbringen kann. Das letztere kann an Abdampf der Hilfsmaschinen höchstens 13 % der Gesamtdampfmenge, welche die Anlage verbraucht, aufnehmen, vielleicht 15 %, wenn man den Druck in der Abdampfleitung so hoch nimmt, daß dadurch eine große Unwirtschaftlichkeit der Hilfsmaschinen resultiert. Der Speisewasservorwärmer allein kann uns daher bei modernen Schiffen, was die Verwertung des Abdampfes der Hilfsmaschinen betrifft, nicht aus der Verlegenheit helfen. Es wird nötig sein, einen Teil des Abdampfes der Hilfsmaschinen anderweitig zu verwenden; entweder man muß ihn in die Hauptturbine einlassen oder man muß die Hilfsmaschinen hintereinander schalten, oder man muß irgendetwas anderes erfinden, etwas aber muß in dieser Richtung geschehen, denn sonst muß man schließlich den Abdampf der Hilfsmaschinen ungenutzt in den Kondensator gehen lassen. Die Ausnutzung des Abdampfes der Hilfsmaschinen in den Hauptturbinen ist sehr ökonomisch; sie steht zwar der Ausnutzung im Vorwärmer nach, aber bei eingehender Abwägung aller obschwebenden Fragen nur sehr wenig. Wir werden daher die Transformatoranlagen so konstruieren, daß man einen Teil des Hilfsmaschinenabdampfes in die Hauptturbine einläßt, wodurch dann das Speisewasser aufnahmefähig für die Abwärme der Transformatoren wird. Nach angestellten Versuchen über die Temperaturzunahme des Speisewassers infolge Ausnutzung der Transformatorabwärme ergibt sich ohne weiteres der angegebene Gewinn von 2 %.

Ich komme nun auf einen von Herrn Boveri angeschnittenen Punkt, welcher ebenfalls den Vergleich der Ökonomie zwischen Transformator und Rädergetriebe betrifft und der Zusammengehörigkeit wegen hier sogleich besprochen werden soll. Herr Boveri beherrscht die Frage des Wirkungsgrades der Schiffsschraube derartig, daß er mit größter Sicherheit ganz allgemein einen Gewinn von 10 % an Schraubenwirkungsgrad infolge der weitergehenden Erniedrigung der Propellertourenzahls durch das Zahnradgetriebe in Aussicht stellt.

Ich konstatiere, daß heute kein Mensch weiß, bei welcher Tourenzahl die Schraube für die verschiedenen Schiffstypen den besten Wirkungsgrad besitzt. Versuche in dieser Richtung sind außerordentlich schwierig, einesteils weil die Versuche im Tank den Nachteil

haben, daß sie mit ganz kleinen Modellen vorgenommen werden müssen und deswegen nicht absolut befriedigend sind, anderenteils weil Versuche mit ausgeführten Schiffen sich zu teuer stellen, einen weiten Zeitraum in Anspruch nehmen und, da zu wenig zahlreich, nur ganz beschränkte Ziffern liefern können. Daß der Wirkungsgrad von Torpedoboots-Propellern, als man die Tourenzahl der Kolbenmaschine verließ und zu den Tourenzahlen der Turbine übergegangen ist, also beim Übergang von ca. 300 Umdrehungen auf ca. 600 Umdrehungen, keine erhebliche Einbuße erlitten hat, ist jedem, der die Entwicklung der Torpedoboote kennt, geläufig. Es sind Schwesterschiffe gefahren, das eine mit Kolbenmaschinen, das andere mit Turbinen, die Tourenzahl bei dem einen betrug ca. 314, beim anderen ca. 650 pro Minute. Der Verlust an Wirkungsgrad des Propellers war minimal, er betrug nur 2—3 % trotz der gewaltigen Erhöhung der Umdrehungszahl. Ganz ähnlich liegt die Angelegenheit bei den Kreuzern. Man darf nicht glauben, daß, wenn man von einer Tourenzahl von etwa 300 für einen modernen Zweiwellenkreuzer auf 150 heruntergeht, was auch beim Zahnradgetriebe hier praktisch nicht möglich, ein erheblicher Gewinn an Wirkungsgrad erzielt wird. Man wird allerdings einen Gewinn erzielen, wie groß derselbe aber sein wird, weiß auch Herr Boveri nicht. Wahrscheinlich wird der Gewinn nur wenige Prozent betragen, aber nicht zehn, so daß also die ganze Wirkungsgradbilanz, welche von dieser Seite zugunsten des Zahnradgetriebes aufgestellt worden ist, als aus der Luft gegriffen bezeichnet werden kann, ganz abgesehen davon, daß man auch mit dem Zahnradgetriebe gar nicht in der Lage ist, jede gewünschte Tourenzahl zu erreichen.

Ich gehe jetzt auf die Worte des Herrn Baumeister Schulthes ein und kann nur bemerken, daß ich selbstverständlich nicht die Ansicht vertreten kann, daß dem elektrischen Getriebe keine Zukunft beschieden ist. Es wird Sache der Elektrizitätsfirmen sein, sich um die Ausbildung dieser Übertragung zu bemühen, wie sich auch die Maschinenfabriken um die Einführung ihrer mechanischen und hydraulischen Getriebe bemühen.

Die Ausführungen des Herrn Boveri, auf welche ich der Reihenfolge der Herren Diskussionsredner entsprechend nunmehr weiter einzugehen habe, sind meinerseits bereits im vorstehenden teilweise widerlegt worden. Daß der Drehsinn der Turbine ohne Einfluß sein soll auf die Gefahr der Schaufelhavarien, kann ich nicht zugeben. Der wechselnde Drehsinn ist zweifellos eine ganz eminente Gefahr für die Betriebssicherheit der Turbinen, und ich kann daher nur nochmals auf die Tatsachen verweisen, welche ich beim Vortrage in längerer Rede dargelegt habe.

Was die Übersetzung bei den Rädergetrieben betrifft, so ist dieselbe allerdings innerhalb weiterer Grenzen möglich als beim hydraulischen Transformator. Ich habe auch erwähnt, daß diese größere Freiheit in der Wahl des Übersetzungsgrades einen Vorteil des Getriebes bedeutet. Hervorheben möchte ich nur, daß wenn man Übersetzungen von 1:20 bis zu 1:27 verwendet, wie von Herrn Boveri als möglich bezeichnet, die resultierenden Zahnräder keine reine Freude bedeuten. Wenn nämlich das Ritzel, wie bei großen Ausführungen nötig, etwa 200 mm Durchmesser besitzt, dann wird bei einer Übersetzung von 1:27 der Durchmesser des Zahnrades 5,4 m. keine sehr angenehme Sache, wenn man bedenkt, daß die Zähne, mit welchen es ausgerüstet ist, mit einer Genauigkeit von Zehntelmillimetern gearbeitet sein müssen. Auch die Länge des Ritzels bei großen Leistungen ist bedeutend. Bei einer Tourenzahl von 300 würde eine Länge des Ritzels von 1,4 m notwendig sein, wenn man nur 5000—6000 Pferdestärken übertragen will. Handelt es sich aber gar darum, 10 000 oder 15 000 Pferdestärken bei großer Übersetzung zu übertragen, so wird man die Annehmlichkeit haben, ein Ritzel von 2—2,5 m Länge (für die eigentliche verzahnte Fläche ohne Zwischenlager) und ein Zahnrad von 5 m Durchmesser verwenden zu müssen. Wenn nun das Ganze noch in einen schweren gußeisernen Kasten eingekleidet werden muß, so wird dasselbe ein

Monstrum werden, gegen welches die am Eingange meines Vortrages gezeigte „Imperator“-Turbine nicht abstechen wird.

Herrn Direktor Dr. Eggers danke ich herzlich für seine ermunternden Worte, was den Transformator betrifft. Ich muß seinen Worten auch ein ganz besonderes Gewicht beilegen, da außer Herrn Direktor Eggers und Herrn Kapitän Frommann keiner der Herren Diskussionsredner einen Transformator in der Nähe gesehen, geschweige denn eingehend untersucht und erprobt hat.

Zu den Ausführungen des Herrn Direktor Regenbogen möchte ich bemerken, daß mir eine Kraftübertragung, bei welcher sich, wie beim Foettinger-Transformator, die Kräfte übertragenden Maschinenteile gar nicht berühren, die sicherste zu sein scheint. Die Bedenken, welche Herr Direktor Regenbogen wegen der konstruktiven Ausgestaltung des Rückwärtskreislaufes geäußert hat, sind nicht gerechtfertigt. Die Konstruktion der Transformatoren ist in jahrelanger Arbeit bis ins kleinste Detail durchdacht worden, jede Möglichkeit eines Mißerfolges wurde eingehend studiert; die Konstruktionen besitzen ein außergewöhnliches Maß von Sicherheit. Gewiß, die Übertragung von Kräften durch Schaufeln kommt bei den Transformatoren vor. Diese Schaufeln sind aber von ganz gewaltigen Abmessungen und in keiner Weise mit Turbinenschaufeln zu vergleichen. Die Schaufeln eines großen Transformators, welche die Kräfte des Rückwärtskreislaufes übertragen, haben im Material einen Querschnitt von sagen wir 100 mal 200 mm. Es ist nicht so leicht, bei Verwendung des Rädergetriebes eine wirklich leistungsfähige Rückwärtsturbine zu schaffen. Das einzige Curtistrad, für welches Herr Direktor Regenbogen eintritt, kann die für den Seeoffizier unentbehrliche Manövrierfähigkeit und Rückwärtsleistung nicht gewähren. Soll überhaupt die Wirtschaftlichkeit allein den Wert eines Kriegsschiffes bestimmen? Über diese Frage, glaube ich, werden die Seeoffiziere mit ihrem Urteil rasch fertig sein. Für das Kriegsschiff ist eine Bewährung in all den Aufgaben notwendig, die an dasselbe herantreten. Zu diesen Aufgaben gehören viele, die mit der Wirtschaftlichkeit nichts zu tun haben, abgesehen von der Wirtschaftlichkeit bei Marschfahrten, welche ich in meinem Vortrage als ganz besonders wichtig betont habe. Auf die Wirtschaftlichkeit bei voller Fahrt kommt es jedoch bei einem Kriegsschiff innerhalb gewisser Grenzen gar nicht an; die Geschicklichkeit oder Ungeschicklichkeit der Heizer, die Qualität der Kohle, die Tüchtigkeit des den Heizraumbetrieb leitenden Ingenieurs kann an der Ersparnis oder Verschwendung von wesentlich mehr Prozenten Kohle schuld sein, als es die maschinellen Einrichtungen als solche jemals können. Ich hebe jedoch besonders noch hervor, daß bei Marschfahrt die von mir in dem Vortrage näher beschriebenen Marscheinrichtungen für Turbo-Transformatoranlagen im höchsten Grade ökonomisch sind.

Ich komme jetzt zum Schluß und kann zusammenfassend nichts anderes aussprechen, als daß eben jeder Antrieb an seiner Stelle verwendet werden muß. Die Kolbenmaschine ist, wie Herr Direktor Dr. Eggers schon sagte, noch lange nicht am Ende; sie wird in Verbindung mit Heißdampf, namentlich mit Hochdruckheißdampf, und ganz besonders in der genialen Konstruktion, welche die Schmidtsche Heißdampf-Gesellschaft nach den Erfindungen des Herrn Dr. Schmidt ausbildet, für kleinere Leistungen eine ganz eminente Zukunft besitzen. Das Rädergetriebe wird an vielen Stellen mit Vorteil für sich allein verwendet werden können, an anderen Stellen in Kombination mit dem Transformator. Der hydraulische Transformator endlich wird namentlich für die größten Leistungen auch ganz bestimmt seinen Weg machen. Notwendig ist nur, daß eine streng sachliche Beurteilung seitens der Leiter der Werften und der Reedereien für jeden einzelnen Fall den richtigen Weg weist.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Meine Herren! Herr Dr. Bauer hat uns von den bisherigen, zum Teil recht kostspieligen Erfahrungen, die man im Schiffsturbinenbau gesammelt hat, ein anschauliches Bild

gegeben. Er hat uns auch einen Blick in die Zukunft tun lassen, insoweit sie die Verminderung der hohen Umdrehungszahl der Turbinen in die geringere der Schraubenpropeller betrifft, auch hat er angeführt, wie man die Manövrierfähigkeit der Turbinenschiffe erhöhen kann. Jedenfalls hat Herr Dr. Bauer durch seinen Vortrag eine lebhafte und, wie ich sagen muß, lehrreiche Diskussion hervorgerufen. Ich spreche deshalb wohl im Namen der ganzen Versammlung, wenn ich Herrn Dr. Bauer für seinen Vortrag unseren verbindlichsten Dank abstatte. (Lebhafter Beifall.)

X. Entwicklung und Konstruktion der Unterseeboots- Sehrohre.

Vorgetragen von Dr. F. Weidert - Berlin.

Aus mehr oder weniger unklaren, zum Teil phantastischen Berichten läßt sich entnehmen, daß unterseeische Operationen schon in den ersten Jahrhunderten unserer Zeitrechnung, ja sogar schon in den Kriegen Alexanders des Großen ausgeführt wurden¹⁾; als Erbauer des ersten fahrenden Unterseebootes wird jedoch erst Cornelius van Drebel, ein Deutscher, um 1620 angesehen, der während mehrerer Stunden ein Boot durch Rudermannschaften unter Wasser fortbewegt haben soll²⁾. Was aber noch bis zum Ende des 19. Jahrhunderts allgemeinen Zweifeln begegnete, wurde endlich im letzten Jahrzehnt unter dem Druck moderner Kriegstechnik zur Wirklichkeit, die Schaffung eines für die Kriegsmarine als Waffe durchaus brauchbaren Unterseebootes.

Wenn nun die Vervollkommnung der Unterseeboote früher so geringe Fortschritte machte, obgleich kein Mangel an Unternehmungsgeist vorlag und insbesondere England und Frankreich in steter Konkurrenz standen, so lag es zum großen Teil auch daran, daß der praktischen Verwendung von Unterseebooten ein anscheinend unüberwindliches Hindernis in ihrem mangelnden Sehvermögen entgegenstand. Das Unterseeboot ist im wesentlichen eine Angriffswaffe. Selbst schwach und leicht zerstörbar, liegt seine größte Stärke in der Unsichtbarkeit, und seine Leistungsfähigkeit ist abhängig von der scharfen Beobachtung des Gegners, auf den es sein Geschloß richten will.

Als bereits andere hauptsächliche Forderungen, wie z. B. das Tauchproblem, ferner die Bedingung, das Boot unter Wasser in der verlangten Tiefenlage zu halten und ihm eine konstante Bewegungsrichtung zu geben, vor allem auch das Respirationsproblem schon gegen Ende des 18. Jahrhunderts im Prinzip als gelöst angesehen

¹⁾ Maurice Delpuch, *La Navigation Sous-marine à travers les Siècles*. Paris 1902.

²⁾ Alan H. Burgoyne, *Submarine Navigation past and present*. London 1903.

werden konnten, hatte das Orientierungsvermögen noch keinerlei technische Fortschritte gemacht. Gewiß war damals die Feuertechnik der Kriegsschiffe gegen heute noch weit zurück und damit die Gefahr für das zum Teil sichtbare Unterseeboot geringer; wenn man aber aus jenen Zeiten kaum etwas über erfolgreiche Unterwasserangriffe hört, so lag es daran, daß das unsichtbare aber zielsichere Herankommen mit Schwierigkeiten verbunden war. Man besaß noch nicht das weittragende Torpedogeschloß von heute, sondern mußte eine Sprengladung direkt dem Schiffskörper anlegen. Man mußte sich damit begnügen, einen turmartigen Aufsatz, der ja auch heute bei allen Unterseebooten vorhanden ist, mit Fenstern zu versehen, die nach allen Seiten Ausblick gestatteten. Auf diese Weise, nur eine kleine Kuppel über Wasser zeigend, suchte sich das Boot dem feindlichen Schiff zu nähern und dann untertauchend seinen Angriff sozusagen mit verbundenen Augen unter Wasser fortzusetzen. Bei der heutigen Entwicklung der Schußwaffen, insbesondere der Schnellfeuergeschütze, wäre ein solches Unterseeboot, das sich näher als auf etwa eine Seemeile an den Feind heranwagen würde, als verloren anzusehen, ehe es noch zum Angriff übergehen könnte.

Um dem Feinde eine möglichst geringe und schnell verschwindende Zielfläche zu geben, machte C. H. H o m a n eine Erfindung¹⁾, die darauf beruhte, daß er auf seinem Unterseeboot ein oben geschlossenes, mit Fenstern versehenes Rohr anbringen wollte, in welchem ein Mann stehend den Horizont beobachten könne. Die Hauptsache war dabei, daß das Rohr beim Angriff schnell in horizontale Lage gebracht und so samt dem Boot durch Untertauchen unsichtbar gemacht werden sollte. Es wird noch darauf hingewiesen, daß man auch eine Kamera und Linsen in das Rohr einbauen und auf diese Weise indirekt beobachten könne. Zu einer praktischen Ausführung scheint diese sonderbare Konstruktion nicht gekommen zu sein.

In der Folge tritt das Bestreben auf, Sehrohre von möglichst geringem Durchmesser und einer Länge zu verwenden, die den Unterseebooten ein tieferes Untertauchen ermöglicht. Nach der Erfindung von M a r i é D a v y (1854), mittels zweier Planspiegel, die an beiden Enden eines vertikalen Rohres angebracht waren, das zu beobachtende Ziel vom Innern des Unterseebootes aus sichtbar zu machen, konnte dem Rohr zwar ein geringerer Durchmesser gegeben werden, es fand dies jedoch seine Grenze an der damit verbundenen Beschränkung des Gesichtsfeldes, das gerade für Unterseebootszwecke möglichst groß bemessen werden muß.

Sämtliche bis zum Anfang des neuen Jahrhunderts erfundenen Seh-einrichtungen für Unterseeboote konnten das Vorurteil gegen das „blinde“

¹⁾ B u r g o y n e, Submarine Navigation etc. S. 208.

Unterseeboot nicht verringern, so daß man noch 1902 die Ansicht aussprechen konnte ¹⁾, „daß das mit Blindheit geschlagene Unterseeboot ewig blind bleiben und deshalb auch die große Aufgabe niemals zur vollen Zufriedenheit lösen wird“. Ebenso pessimistisch äußerte man sich auch in Amerika in einer Besprechung der bisherigen Konstruktionen von Sehrohren ²⁾, die von französischer Seite bei dürftiger Beschreibung zum Teil als brauchbar rühmend erwähnt werden. Es ist bekannt, daß auf dem ganzen Gebiet des Unterseebootwesens bis 1904 auch hinsichtlich der verwendeten Sehvorrichtungen bis ins kleinste strenge Geheimhaltung beobachtet wurde. Einerseits wird über vereinzelte günstig verlaufene Manöver berichtet, während anderseits zahlreiche Unglücksfälle, die auf mangelndes Funktionieren der Sehapparate zurückzuführen sind, die skeptischen Ansichten über die optischen Hilfsmittel berechtigt erscheinen lassen ³⁾. Wenn es beispielsweise dem französischen Unterseeboot „Corrigan“ 1903 gelungen sein soll, in untergetauchtem Zustande in den Hafen von Bizerta einzulaufen und mit Hilfe des Sehrohrs an angegebener Stelle wieder aufzutauchen, so ist das in bekanntem Gewässer keine allzu schwierige Aufgabe. Bemerkenswerter ist dagegen schon der Bericht über ein von dem französischen Unterseeboot „Anguille“ ausgeführtes Manöver ⁴⁾, welches darin bestand, daß das Boot in 12 m Tiefe tauchend unter einer Torpedobootflotille hindurchfuhr, unmittelbar darauf sein Sehrohr zeigte und wieder einzog, noch ehe das Feuer der scharf beobachtenden Schiffe darauf eröffnet werden konnte.

Der gesamte Aufschwung des Unterseebootwesens setzte gegen das Jahr 1906 ein und brachte auch hinsichtlich der Sehvorrichtungen so bedeutende Vervollkommnungen, daß eine große Zahl der bis dahin noch hervorgehobenen Fehler ⁵⁾ als beseitigt angesehen werden konnte. Größtmögliche Ausdehnung des Gesichtsfeldes, Schärfe und Helligkeit der Bilder, Bequemlichkeit der Beobachtung und der Einbau von Vorrichtungen zur Entfernungsmessung sind Errungenschaften der Jahre, in denen sich neben den bis dahin führenden Marinen Frankreichs und Englands auch die anderen Nationen intensiver Arbeit an der Einführung von Unterseebooten hingaben. Mit den rein optischen Verbesserungen der Sehvorrichtungen ⁶⁾ gehen die der mechanischen Einrichtungen Hand in Hand, die ja für das Aus- und Einfahren der Sehrohre, das schnelle Überblicken des Horizonts,

¹⁾ Nauticusschriften, 1902, S. 75 ff.

²⁾ Scientific American, 1902, S. 18.

³⁾ Nauticusschriften, 1902, S. 125 ff.

⁴⁾ Mitteilungen a. d. Gebiete d. Seewesens, Pola 1906, S. 898.

⁵⁾ Nauticusschriften, 1904, S. 126.

⁶⁾ Nauticusschriften, 1908, S. 203.

den Wechsel der Beobachtungsarten u. a. m. von hoher Wichtigkeit sind. Zwar lassen sich äußere Einflüsse, die das Sehen erschweren, wie Vibrationen des Bootes und des Sehrohres bei der Fahrt, zeitweises Naßwerden der äußeren Eintrittsprismen oder Abschlußgläser u. dgl. nicht ganz beseitigen, aber doch durch geeignete Vorrichtungen mildern. Mag man auch die noch vor zehn Jahren voll berechnete Ansicht, daß das direkte Sehen im Unterseeboot die beste Orientierung sei, bestehen lassen, so ist doch das eine sicher, daß ein erfolgreicher Unterwasserangriff ohne modernes Sehrohr heute undenkbar wäre.

Als im August 1906 das erste Unterseeboot für die deutsche Marine auf der Germaniawerft in Kiel vom Stapel lief, konnte dasselbe schon mit ziemlich vollkommenen Sehrohren ausgerüstet werden. Das Sehrohr als integrierender Bestandteil des modernen Unterseebootes hat seitdem Eingang in alle Marinen gefunden und ein neues wichtiges Arbeitsgebiet der optischen Industrie geschaffen, die heute ständig bemüht ist, immer neue Verbesserungen herauszuarbeiten. Was hier bereits in der kurzen Entwicklungszeit von zehn Jahren geleistet werden konnte, zeigt ein Überblick über die im folgenden zu beschreibenden Konstruktionen, wenn auch manches Interessante aus Gründen der Geheimhaltung verschwiegen bleiben mußte.]

Gerade die deutsche optische Industrie hat sich erst spät mit dem Sehrohrproblem befaßt, kann aber dafür jetzt mit Stolz von sich behaupten, daß sie den Vorsprung des Auslandes weit mehr als eingeholt hat. Dies zeigt sich besonders darin, daß die ersten auf Sehrohre bezüglichen Patente ausschließlich von ausländischen Firmen herrührten, während die wertvolleren modernen Konstruktionen fast durchweg deutschen Firmen geschützt sind.

Ich möchte noch bemerken, daß ich mich bemüht habe, möglichst alle wichtigeren, hier in Betracht kommenden Patente zu berücksichtigen, zumal eine etwas eingehendere zusammenfassende Bearbeitung der Unterseeboots-Sehrohre in der Literatur bisher noch nicht existierte. Ich glaube deswegen auch, obgleich das gestellte Thema im Rahmen dieses Jahrbuchs nur in großen Zügen behandelt werden konnte, wenigstens eine momentane Lücke ausgefüllt zu haben, soweit dies bei der rasch vorwärts schreitenden Entwicklung dieses Zweiges der Optik möglich war.

A. Einfache Sehrohre.

1. Sehrohre ohne Linsen. Die einfachste Form eines Sehrohrs besteht aus einer Röhre, an deren beiden Enden oben und unten je ein unter 45° geneigter Planspiegel S_1 bzw. S_2 angebracht ist (Fig. 1). Es war für die erste Zeit des Unterseebootwesens nur natürlich, daß man die erforderlichen Sehrohre zunächst

nach diesem einfachsten Prinzip baute. Eine derartige Form hatte z. B. das von Marié Davy 1854 bei seinem Unterseeboot eingebaute Instrument.

Als die Unterseebootsfrage brennender wurde und man infolgedessen auch

Moderne Sehrohre.

„Tube optique“ mit
zwei Planspiegeln.

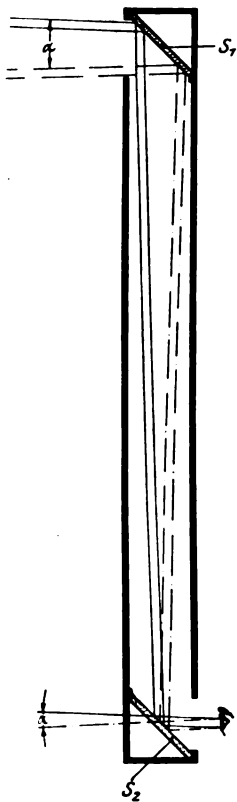


Fig. 1.

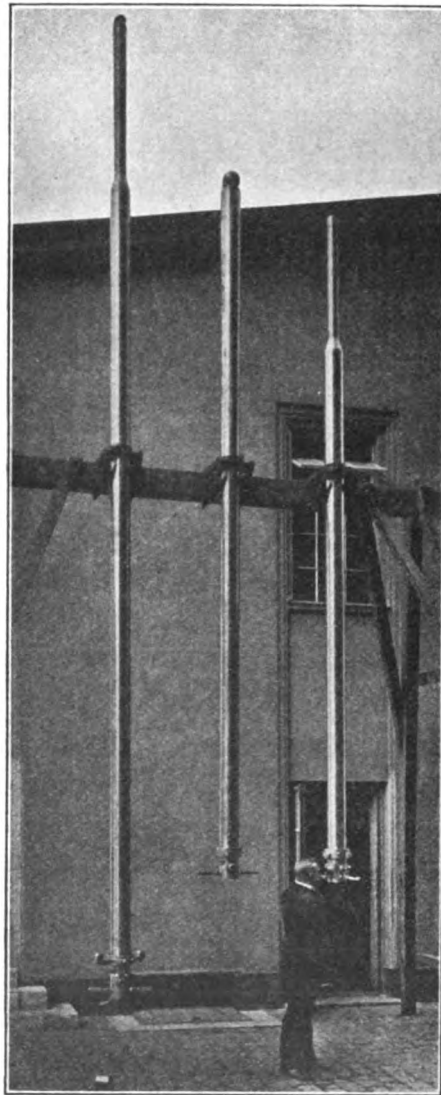


Fig. 2.

den Sehrohren größere Aufmerksamkeit widmete, hat man diese Spiegel allgemein durch die weit vollkommeneren totalreflektierenden Prismen ersetzt. Als sogenannte „Tube optique“ wurde diese Konstruktion in der Folgezeit häufiger benutzt. So 1872 von Daudenard (Prismoskop), 1884 von Drzewiecki usw.

Derartige Instrumente haben nun zwar den Vorzug größter Einfachheit, aber dafür den schwerwiegenden Nachteil, daß man sie, um ein genügendes Ge-

sichtsfeld zu erhalten, sehr dick und sehr kurz halten muß. So waren diese alten einfachen Sehrohre gewöhnlich weniger als 1000 mm lang bei 300 mm Durchmesser. Dementsprechend betrug das Gesichtsfeld gewöhnlich nur 10—12°, häufig noch weniger.

Da nämlich die beiden Spiegel bzw. Prismen nichts anderes als nur eine Knickung des Strahlenganges bewirken, so ist der Gesichtsfeldwinkel α derselbe, den man erhalten würde, wenn man durch ein entsprechend langes Rohr mit bloßem Auge hindurchsieht. Das Gesichtsfeld wird nämlich dann begrenzt durch die beiden Strahlenbündel, die man von der Pupille des Auges nach den Rändern der Eintrittsöffnung der Röhre sich gezogen denken kann. Was für Dimensionen aber heutzutage von einem modernen Sehrohr verlangt werden müssen, zeigt ein Blick auf Fig. 2, in der Sehrohre von 5 bis zu 7 m Länge abgebildet sind. Hätte die Röhre z. B. auch nur eine Länge von 5 m und einen lichten Durchmesser von 130 mm, so betrüge das Gesichtsfeld nur etwa $1\frac{1}{2}^\circ$, d. h. auf 1000 m Entfernung könnte man einen Geländeabschnitt von nur 26 m Breite überblicken. Zudem würde es auch einen empfindlichen Mangel bedeuten, daß das beobachtete Objekt dem Auge ohne jede Vergrößerung dargeboten wird. Dieser letztere Mangel ist nun leicht durch den Einbau eines Fernrohres in die beschriebene Beobachtungsröhre zu beseitigen.

2. Polemoskop von Hevelius. Die älteste bekannte Form eines solchen doppelt geknickten Fernrohrs zum Beobachten aus gedeckter Stellung rührt von dem Danziger Astronomen Johannes Hevelius (1611—1687) her und ist von ihm in seiner „Selenographia“ ausführlich beschrieben¹⁾. Er beginnt mit den Worten²⁾: „Porro ad quartum Tuborum genus me convertito, quod Polemoscopium voco, quoniam id convenientissime tempore bellitum ab obsidentibus, tum obsessis, usurpari potest. Hoc instrumentum Opticum ipsemet Anno 1637 excogitavi et adornavi, neque credo ante illud tempus (quod citra jactantiam dictum velim) unquam fuisse conspectum, aut ab ullo compositum“.

Interessant ist hierbei, daß Hevelius schon damals an eine militärische Verwendung des Instruments dachte, und ihm dementsprechend den Namen Polemoskop gab.

1) Johannes Hevelii Selenographia. Danzig 1647. S. 24—31.

2) Übersetzung dieser Stelle: „Nunmehr wende ich mich der vierten Art der Sehrohre zu, die ich Polemoskop (wörtlich: Feind-Seher) nenne, weil es sich am vorzüglichsten zum Gebrauch in Kriegszeiten eignet und zwar sowohl für Belagerer wie für Belagerte. Dies optische Instrument habe ich selbst im Jahre 1637 erdacht und konstruiert und glaube nicht, daß es je zuvor (wie ich wohl, ohne mich zum rühmen, sagen kann), gesehen oder hergestellt ward“.

Die Konstruktion seines Polemoskops ist aus Fig. 3, die dem Heveliusschen Werke entnommen ist, leicht zu ersehen. Man kann es sich aus der obigen einfachen Beobachtungsröhre durch Einfügung zweier Linsen, die als Galileisches

„Polemoskop“ (aus Hevelius, Selenographia).

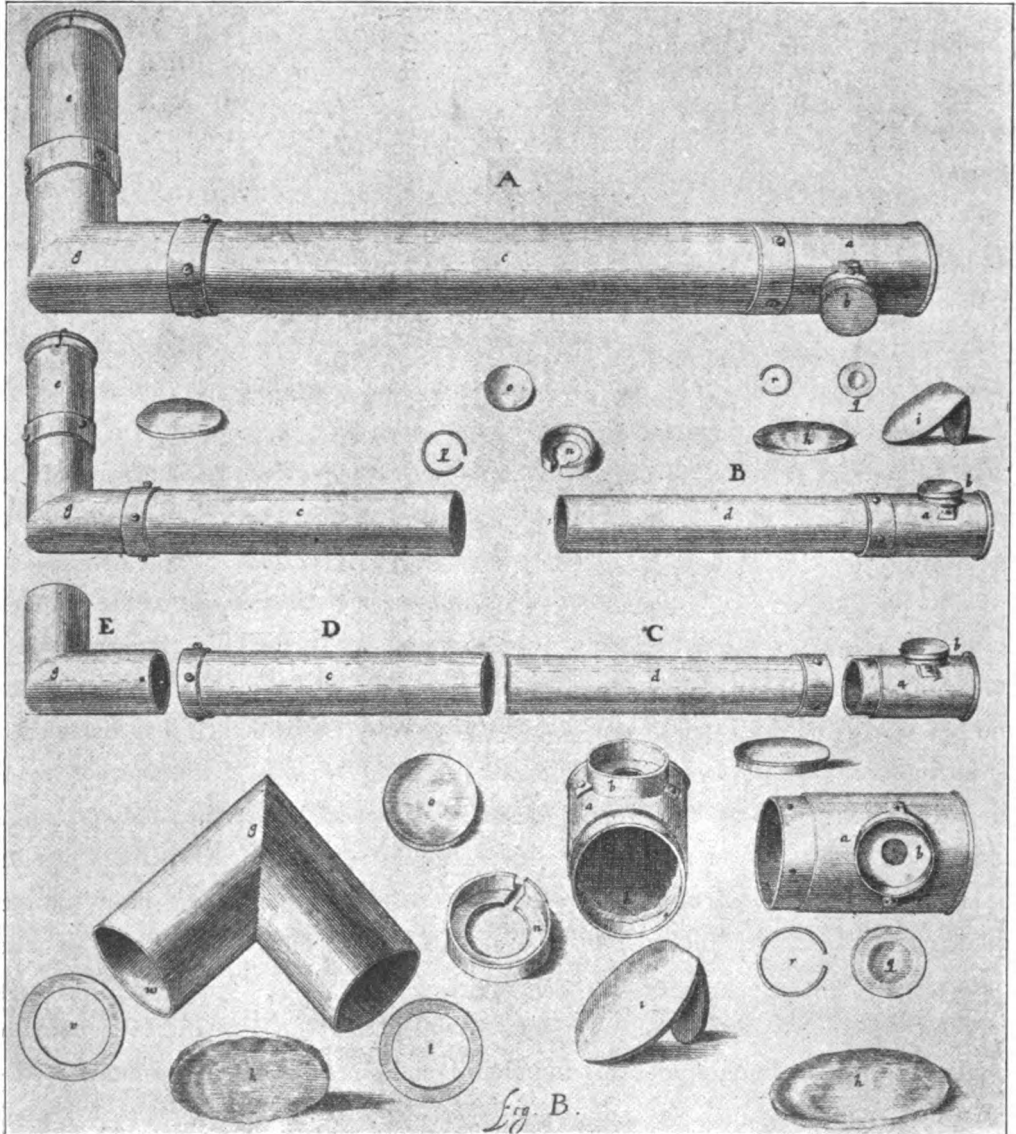


Fig. 3.

Fernrohr wirken, entstanden denken. Der Nachteil des kleinen Gesichtsfeldes bleibt jedoch auch hier bestehen, sobald das Instrument eine einigermaßen beträchtliche Länge erhalten soll.

3. Optischer Aufbau der modernen einfachen Sehrohre. Wollte man nach Art des Heveliuschen Instruments ein Sehrohr größerer Länge bei nicht zu großem Durchmesser bauen, so wäre dies unter allen Umständen mit entsprechender Verkleinerung des Gesichtsfeldes verbunden. Denn ein Objektiv von geringer Brennweite, wenn eine nicht zu starke Vergrößerung angewandt werden soll, liegt in geringem Abstand vom Okular, aber weit von der oberen Rohröffnung entfernt, so daß diese auf das Gesichtsfeld wie eine Blende wirken würde. Andererseits würde, bei gleichem Okular wie oben, ein Objektiv größerer Brennweite und demzufolge stärkerer Vergrößerung, ein kleines objektseitiges Gesichtsfeld ergeben, indem es sich so der Form eines Fernrohres für astronomische Zwecke näherte.

Will man bei einem Sehrohr von beträchtlicher Länge, trotz der verlangten geringen Vergrößerung, ein großes Gesichtsfeld erzielen, so läßt sich dies nur dadurch erreichen, daß man künstlich den Ort des Auges in die Nähe der oberen Öffnung legt¹⁾. Man kann sich dann das Sehrohr in folgender Art entstanden denken (Engl. Patent 10 373/1901; Grubb, Rathmines): Unmittelbar unter ein rechtwinklig ablenkendes Prisma P_1 , den sogenannten Eintrittsreflektor (Fig. 4, a), der die vom Horizont kommenden Strahlen senkrecht nach unten in das Innere des Rohres wirft, setzt man ein Objektiv O_1 von geringer Brennweite. Das von diesem entworfene Bild ist dann ebenfalls verhältnismäßig klein und der von der Blende B_1 freigelassene Teil des frei in der Luft schwebenden Bildes entspricht einem relativ großen objektseitigen Gesichtsfelde. Dieses Bild liegt nun aber zu weit von dem unteren Ende des Rohres entfernt, als daß man es durch ein Okular unmittelbar beobachten könnte. Setzt man deshalb in den mittleren Teil des Rohres eine weitere Linse U von langer Brennweite ein, so bildet diese das bei B_1 liegende Bild in die untere Blendenebene B_2 wieder ab, und erst das hier entstehende Bild wird nun durch das Okular O_2 wie mit einer Lupe betrachtet.

Bei dieser Anordnung erhält man auch gleichzeitig ein aufrechtes und seitenrichtiges Bild. Die beiden Reflektorflächen P_1 und P_2 heben nämlich ihren Einfluß auf die Stellung des Bildes gegenseitig auf, so daß nur die Wirkung der übrigen, einem sogenannten terrestrischen Fernrohr entsprechenden Linsensysteme in Betracht zu ziehen ist. Das vom Objektiv O_1 entworfene Bild steht nämlich auf dem Kopf, wird aber dann durch das Linsensystem U nochmals um-

¹⁾ Eine ähnliche Aufgabe war bereits 1876 in dem Nitzeschen Kystoskop (Instrument zum Betrachten des Innern der Blase durch die enge Harnröhre hindurch) gelöst worden. Die Optik desselben bestand jedoch nur aus vier unkorrigierten plankovexen Sammellinsen, nämlich einem Objektiv sehr kurzer Brennweite mit Kollektivlinse, einer in der Mitte des Rohres gelegenen Umkehrlinse und einer Okularlinse.

gekehrt, so daß es im Okular wieder in richtiger Lage erscheint. Man nennt deswegen das Linsensystem U allgemein auch **U m k e h r s y s t e m**.

Ein Sehrohr mit einer derartig einfachen Optik würde nun allerdings vollkommen unbrauchbare Bilder liefern. Zunächst müssen Objektiv (O_1), Umkehrsystem (U) und Okular (O_2) je aus mehreren Linsen verschiedenen Glases und verschiedener Form zusammengesetzt werden (Fig. 4, b), um die jeder einfachen Linse anhaftenden chromatischen und sphärischen Fehler in und außer der optischen Achse zu beseitigen ¹⁾.

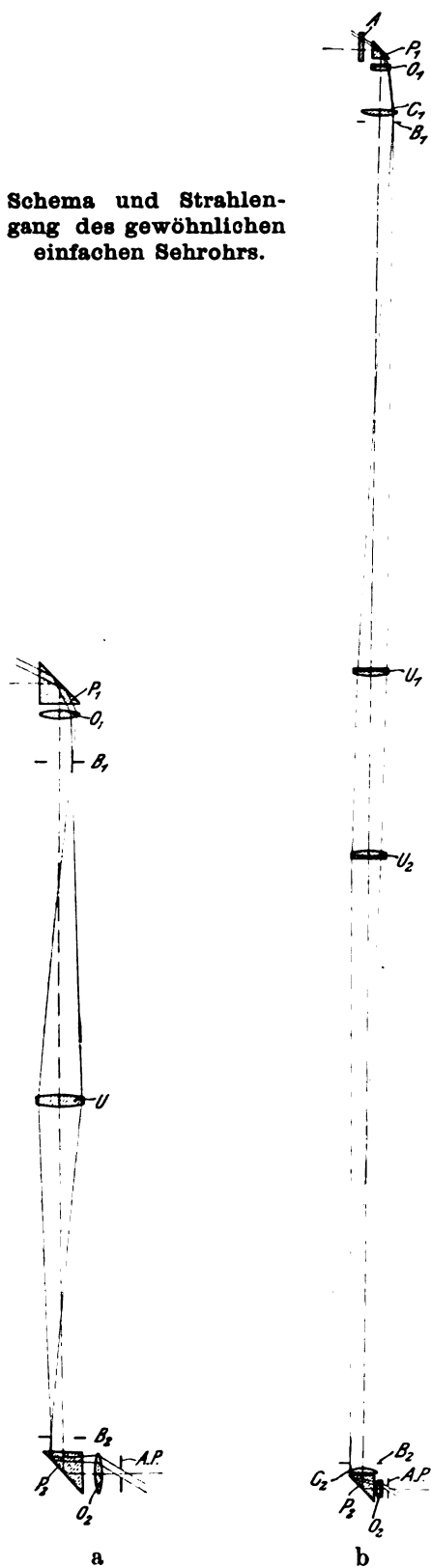
Des weiteren ist es erforderlich, in die Nähe der Bildebenen B_1 und B_2 zwei Linsen C_1 und C_2 zu setzen, sogenannte Kollektivlinsen, die die Aufgabe haben, Strahlenbündel, die vom Rande des Gesichtsfeldes herkommen, und infolgedessen vom Objektiv aus nach dem Rande der Blende zielen, nach der Mitte des Umkehrsystems hin abzulenken. Ohne diese Linsen würden die genannten Strahlen an dem Umkehrsystem vorbeigehen, außer man machte, wie dies in dem Strahlengang der Fig. 4 a tatsächlich geschehen ist, die Linsendurchmesser unverhältnismäßig groß. Abgesehen davon, daß eine unzulässige Vergrößerung des ganzen Rohrdurchmessers die Folge wäre, dürfte man auch aus Gründen der optischen Korrektion die Linsendurchmesser keinesfalls so groß machen.

Schließlich verwendet man an Stelle der einzelnen Umkehrlinse U ein aus zwei weit auseinanderstehenden verkitteten Linsen $\bar{U}_1$ und U_2 bestehendes System (Fig. 4 b), einmal im Interesse der besseren optischen Korrektion, vor allem aber, um bei gegebener Länge des Sehrohrs seinen Durchmesser so weit als möglich reduzieren zu können.

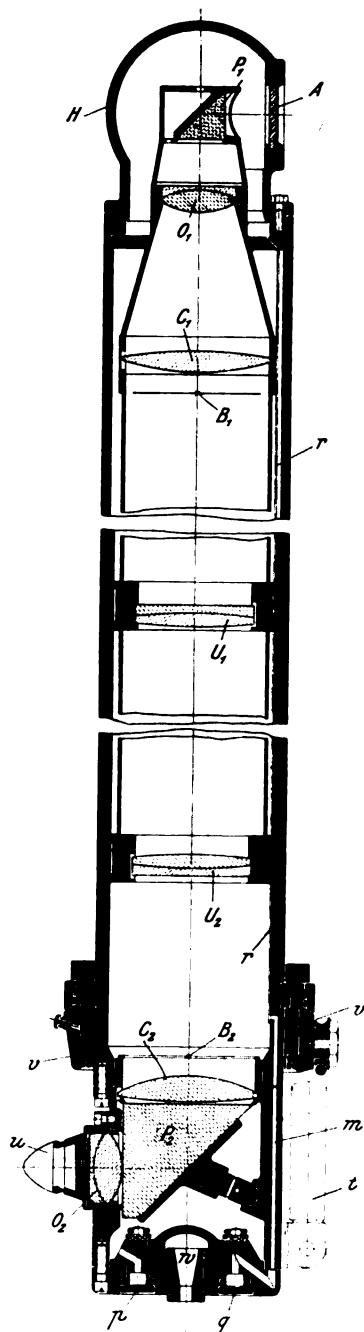
Man kann sich demnach das ganze Instrument vorstellen als aus zwei gegeneinandergestellten astronomischen Fernrohren stärkerer Vergrößerung bestehend, die beide auf unendlich scharf eingestellt sind (vgl. z. B. Engl. Patent 3744/1902; Officina Galileo, Florenz sowie Franz. Patent 324 736/1902; A. Ginsberg, Paris). U_1 und U_2 wären dann die Objektive derselben und $O_1 C_1$ bzw. $O_2 C_2$ die Okulare. Wenn trotzdem nur eine geringe Vergrößerung

¹⁾ Auf diesen Punkt kann naturgemäß an dieser Stelle nicht eingegangen werden: bemerkt sei nur, daß, von äußerst wenigen Ausnahmen abgesehen, die Korrektion der optischen Bildfehler stets darin besteht, daß man sie durch die entgegengesetzten Fehler anderer zugefügter Linsen kompensiert. Da dies aber niemals restlos geschehen kann, besitzt jedes noch so gut korrigierte System kleinere Bildfehler zweiter Ordnung, die unter ungünstigen Umständen so weit anwachsen können, daß das ganze System unbrauchbar wird. Von einer gewissen Grenze ab wachsen sie rapid mit dem Durchmesser der Linsen, so daß ein bestimmtes optisches System sich nur für eine beschränkte Öffnung (Austrittspupille) und ein beschränktes Gesichtsfeld korrigieren läßt. Will man über diese Grenzen dann noch hinausgehen, so ist dies nur unter Verzicht auf Bildgüte möglich.

Schema und Strahlen-
gang des gewöhnlichen
einfachen Sehrohrs.



Einfaches Sehrohr



resultiert, so erklärt es sich daraus, daß das obere Fernrohr mit seinem Okular nach dem Objekt hin gerichtet ist, also das Objekt nicht vergrößert, sondern in dem Verhältnis Objektbrennweite: Okularbrennweite verkleinert abbildet. Dies verkleinerte Bild wird dann durch das untere Fernrohr, bei dem nun das Objektiv dem ankommenden Licht zugewandt ist, wieder vergrößert.

Hat demnach das erste Fernrohr die Vergrößerung V_1 , das zweite die Vergrößerung V_2 , so heben sich die Vergrößerungen teilweise auf und als resultierende Vergrößerung des ganzen Instrumentes bleibt nur

$$V = \frac{V_2}{V_1}.$$

Beträgt also z. B. die Vergrößerung des oberen Fernrohrs $V_1 = 12$, die des unteren $V_2 = 18$, so erhielte das fertige Sehrohr nur eine solche von $V = 1,5$.

Einen schematischen Schnitt durch ein ausgeführtes Sehrohr zeigt Fig. 5. Die Linsen und Prismen tragen hier dieselbe Bezeichnung wie in dem Strahlengang Fig. 4, b, als neu kommt nur hinzu, daß das den Kopf bildende Gehäuse gegen eindringendes Seewasser durch ein Abschlußglas A geschützt ist.

4. Vorteilhafteste Vergrößerung der Sehrohre. Ursprünglich glaubte man, mit Rücksicht auf die Möglichkeit des Entfernungsschätzens müsse die Vergrößerung eines Sehrohres genau gleich eins sein, weil nur dann die Größe der auf der Netzhaut des Auges entworfenen Bilder die gleiche ist wie beim natürlichen freien Sehen.

Als die Sehrohre mit Linsenoptik aufkamen, gab man ihnen denn auch anfänglich die Vergrößerung 1, oder, wie der Laie sagen würde, man gab ihnen gar keine Vergrößerung. In Wirklichkeit zeigte sich aber bald, daß man unter diesen Umständen die Entfernungen meist überschätzte.

Es rührt dies daher, daß das Auge, sobald man es nicht frei in die Natur hinausblicken läßt, sondern sein Gesichtsfeld durch eine vorgesetzte Blende begrenzt, den Eindruck einer Verkleinerung des Bildes hat. Man steigerte deswegen die Vergrößerung zunächst auf 1,2, dann auf 1,3 und heutzutage betrachtet man als Normalvergrößerung, bei der die meisten Menschen das Bild in natürlicher Größe zu sehen glauben, eine solche von 1,5 fach.

Wie später ausführlicher beschrieben werden wird, versieht man die Sehrohre häufig noch mit besonderen Vorrichtungen zur vorübergehenden Steigerung der Vergrößerung auf 5—6 fach, um auch Einzelheiten des anvisierten Objektes besser wahrnehmen zu können.

5. Helligkeit der Sehrohre (Zusammenhang zwischen Länge, Durchmesser, Austrittspupille und Gesichtsfeld). Wie bei jedem optischen Instrument ist auch beim Sehrohr die Helligkeit der gesehenen Bilder im wesentlichen durch zwei verschiedenartige Ursachen bedingt, nämlich erstens durch die vom Konstrukteur gegebenen Brennweiten und Öffnungsverhältnisse, von denen der Durchmesser der austretenden Strahlenbündel abhängt, zweitens durch die physikalischen Eigenschaften des zur Herstellung der Linsen und Prismen verwandten Glases, welche bewirken, daß infolge der unvermeidlichen Reflexions- und Absorptionsverluste ein Teil des einfallenden Lichtes für die Bilderzeugung verloren geht.

Wegen der großen Bedeutung, die die Helligkeit der gesehenen Bilder für ein Sehrohr hat, sei auf diese Verhältnisse hier etwas ausführlicher eingegangen.

Wie bei jedem optischen Instrument wird auch bei dem Sehrohr der Durchmesser der austretenden Strahlenbündel durch die Fassung einer der Linsen oder durch irgend eine andere Blende begrenzt. Man sieht deshalb bei jedem Sehrohr, wenn es gegen eine helle Fläche gerichtet ist, in kurzer Entfernung vor dem Okular einen kleinen hellen Kreis frei in der Luft schwebend, der sich auch auf einem Stück Papier oder einem matten Glase auffangen läßt, die sogenannte *Austrittspupille*. Dieser helle Kreis stellt die Stelle im Raume dar, durch die alle von irgend einem Punkte des Objekts herkommenden Strahlenbündel nach dem Austritt aus dem Fernrohr wieder hindurchtreten müssen.

Bringt man sein Auge in eine solche Stellung zu dem Instrument, daß dessen Austrittspupille mit der Pupille des Auges zusammenfällt und hat diese gerade denselben Durchmesser wie jene Austrittspupille, so wird die gesamte in das Instrument eintretende Lichtmenge, abgesehen von dem Reflexions- und Absorptionsverlust, die zunächst vernachlässigt seien, auch in das Auge des Beobachters gelangen, und er wird die Objekte mit derselben Helligkeit sehen, mit der sie dem unbewaffneten Auge erscheinen.

Nehmen wir dagegen an, daß die Augenpupille infolge der großen Helligkeit des gesehenen Bildes enger wird als der Durchmesser der Austrittspupille, wie dies stets bei der Beobachtung am Tag der Fall ist, so kommt nicht mehr alles Licht, das das Instrument entläßt, im Auge wirklich zur Geltung, und man sieht die Objekte nur mit der gleichen Helligkeit, wie beim freien natürlichen Sehen, weil ja in diesem Fall die Pupille des Auges sich ebenfalls auf den gleichen Durchmesser verengt hätte.

Nehmen wir schließlich an, man beobachte bei Dunkelheit, so wird sich die Pupille des Auges unter Umständen weiter öffnen können, als der Durchmesser der Austrittspupille des Instruments beträgt. In diesem Fall hätte also das Auge

noch mehr Licht in sich aufnehmen können und man wird infolgedessen die Objekte mit verminderter Helligkeit sehen.

Es erscheint deshalb unter allen Umständen wünschenswert, den Sehrohren eine möglichst große Austrittspupille zu geben. Denn selbst für den Fall, daß die Pupille des Beobachters kleiner ist als die Austrittspupille des Instruments und deshalb ein Helligkeitsgewinn nicht vorhanden ist, hat man doch den Vorteil, daß bei den Bewegungen, die man infolge der Schiffsschwankungen unwillkürlich vor dem Okular des Instruments ausführt, das Auge stets innerhalb der Austrittspupille bleibt und infolgedessen stets mit Licht voll ausgefüllt ist.

Andererseits gibt es auch Gründe, die gegen eine allzu große Austrittspupille sprechen. Einmal ist es aus optischen Gründen unvorteilhaft, zu große Pupillen zu wählen, weil die Randpartien des optischen Apparates im Auge, die erst bei großer Öffnung seiner Pupille zur Wirksamkeit kommen, bei vielen Menschen verschwommene Bilder liefern, so daß man unter Umständen, trotz der vergrößerten Helligkeit, die Objekte schlechter sieht als mit einer etwas kleineren Pupille. Man kann in diesem Fall das Auge mit einem lichtstarken Objektiv vergleichen, das ja ebenfalls bessere Bilder liefert, wenn die weniger gut korrigierten Randpartien abgeblendet werden.

Des weiteren spricht gegen eine zu große Austrittspupille des Sehrohres der Umstand, daß das Verhältnis seiner Länge zu seinem Durchmesser ein zu kleines wird, d. h. daß man entweder die Länge reduzieren, oder seinen Durchmesser vergrößern müßte. Wie oben angeführt wurde, kann man ja das ganze Instrument als aus zwei astronomischen Fernrohren bestehend, auffassen. Bei einem solchen ist aber der Durchmesser der Austrittspupille bestimmt durch den Durchmesser des zugehörigen Objektivs U_1 bzw. U_2 . Also kann eine Vergrößerung der Austrittspupille auch nur auf Kosten des Durchmessers der Objektive U_1 und U_2 , somit auch nur auf Kosten des ganzen Durchmessers geschehen.

Bisher war nur von der Helligkeit des zentral durch das Instrument hindurchgehenden Lichtbündels, also von der Helligkeit eines in der optischen Achse gelegenen Objektpunktes die Rede. Das Verhältnis von Länge zu Durchmesser des Sehrohres ist aber auch maßgebend für die Helligkeit der seitlichen Teile des Gesichtsfeldes. Es war bereits oben angeführt worden, daß man die Länge dadurch vergrößern könne, daß man die beiden Einzelfernrohre bzw. die beiden Umkehrsysteme U_1 und U_2 möglichst weit auseinanderrückt. Hierfür ist jedoch eine Grenze dadurch gegeben, daß bei zu großer Entfernung die nach dem Rande der Gesichtsfeldblende zu gelegenen Teile des Bildes immer mehr an Helligkeit abnehmen, indem die Fassungen der Linsen, die nach den seitlichen Teilen des Gesichtsfeldes

hinzielenden Bündel mehr abblenden, als die zentralen. Man kann sich bei fast allen optischen Instrumenten hiervon überzeugen, z. B. beim Prismenbinokel, photographischen Objektiv usw., wenn man deren Austrittspupille einmal zentral und dann von der Seite her betrachtet. Im ersteren Falle ist sie gewöhnlich kreisrund, je mehr man aber von der Seite blickt, um so mehr erscheint sie als schmales Kreiszwieck von kleinerem Flächeninhalt als der zuerst gesehene zentrale Kreis. Hierdurch entsteht, wenn die Augenpupille weit geöffnet ist, für die austretenden seitlichen Lichtbündel eine Verringerung der Helligkeit.

Glücklicherweise ist das menschliche Auge für solche Helligkeitsunterschiede recht unempfindlich, sofern sie eine gewisse Größe nicht überschreiten, so daß man es im allgemeinen noch nicht störend empfindet, wenn der Rand des Bildfeldes etwa nur halb so hell ist, als die Mitte. Je weiter man in dieser Beziehung gehen will, um so mehr läßt sich die Länge im Verhältnis zum Durchmesser steigern.

6. Helligkeitsverlust durch Reflexion und Absorption. Bisher hatten wir angenommen, das Auge erhielte durch das Sehrohr dieselbe Lichtmenge wie beim freien Sehen, sofern nur seine Pupille ganz mit Licht ausgefüllt bleibt. Dies ist jedoch tatsächlich nicht der Fall, und zwar zunächst nicht, weil von dem ankommenden Licht an jeder Glasfläche, die ihm entgegensteht, ein gewisser Prozentsatz wieder zurückgeworfen wird, also für die Bilderzeugung verloren geht. Dieser Verlust ist abhängig von dem Unterschied der Brechungs-exponenten der in der Grenzfläche zusammenstoßenden Medien, also von der Art der verwandten Glassorten, sowie von dem Winkel, unter dem das Licht auf die betreffende Fläche auffällt.

Für eine vollkommen polierte und reine Glasfläche, auf deren einer Seite sich Luft befindet, kann man als rohen Durchschnittswert bei senkrechtem Einfall einen Verlust von etwa 4 % annehmen, d. h. die erste Fläche läßt vom ankommenden Licht noch 96 % hindurch, von diesen 96 % sind dann bei der nächsten Fläche wieder 4 % abzuziehen, so daß noch 92,16 % übrig bleiben; durch die folgende Fläche gehen nach Abzug der Verluste von 4 % noch 88,47 % hindurch und so fort. Man sieht also, daß, je mehr Flächen man verwendet, jede einzelne hinzukommende Fläche immer weniger Einfluß auf den Helligkeitsverlust hat.

Für ein Sehrohr, dessen Optik dem in Fig. 5 dargestellten analog ist, beträgt der Verlust durch Reflexion etwa 57,6 %.

Dieser Verlust wird erheblich gesteigert, wenn die Oberflächen aller Linsen und Prismen nicht, wie vorausgesetzt, vollkommen rein sind, sondern entweder

noch mehr Licht in sich aufnehmen können und man wird infolgedessen die Objekte mit verminderter Helligkeit sehen.

Es erscheint deshalb unter allen Umständen wünschenswert, den Sehrohren eine möglichst große Austrittspupille zu geben. Denn selbst für den Fall, daß die Pupille des Beobachters kleiner ist als die Austrittspupille des Instruments und deshalb ein Helligkeitsgewinn nicht vorhanden ist, hat man doch den Vorteil, daß bei den Bewegungen, die man infolge der Schiffsschwankungen unwillkürlich vor dem Okular des Instruments ausführt, das Auge stets innerhalb der Austrittspupille bleibt und infolgedessen stets mit Licht voll ausgefüllt ist.

Andererseits gibt es auch Gründe, die gegen eine allzu große Austrittspupille sprechen. Einmal ist es aus optischen Gründen unvorteilhaft, zu große Pupillen zu wählen, weil die Randpartien des optischen Apparates im Auge, die erst bei großer Öffnung seiner Pupille zur Wirksamkeit kommen, bei vielen Menschen verschwommene Bilder liefern, so daß man unter Umständen, trotz der vergrößerten Helligkeit, die Objekte schlechter sieht als mit einer etwas kleineren Pupille. Man kann in diesem Fall das Auge mit einem lichtstarken Objektiv vergleichen, das ja ebenfalls bessere Bilder liefert, wenn die weniger gut korrigierten Randpartien abgeblendet werden.

Des weiteren spricht gegen eine zu große Austrittspupille des Sehrohres der Umstand, daß das Verhältnis seiner Länge zu seinem Durchmesser ein zu kleines wird, d. h. daß man entweder die Länge reduzieren, oder seinen Durchmesser vergrößern müßte. Wie oben angeführt wurde, kann man ja das ganze Instrument als aus zwei astronomischen Fernrohren bestehend, auffassen. Bei einem solchen ist aber der Durchmesser der Austrittspupille bestimmt durch den Durchmesser des zugehörigen Objektivs U_1 bzw. U_2 . Also kann eine Vergrößerung der Austrittspupille auch nur auf Kosten des Durchmessers der Objektive U_1 und U_2 , somit auch nur auf Kosten des ganzen Durchmessers geschehen.

Bisher war nur von der Helligkeit des zentral durch das Instrument hindurchgehenden Lichtbündels, also von der Helligkeit eines in der optischen Achse gelegenen Objektpunktes die Rede. Das Verhältnis von Länge zu Durchmesser des Sehrohres ist aber auch maßgebend für die Helligkeit der seitlichen Teile des Gesichtsfeldes. Es war bereits oben angeführt worden, daß man die Länge dadurch vergrößern könne, daß man die beiden Einzelfernrohre bzw. die beiden Umkehrsysteme U_1 und U_2 möglichst weit auseinanderrückt. Hierfür ist jedoch eine Grenze dadurch gegeben, daß bei zu großer Entfernung die nach dem Rande der Gesichtsfeldblende zu gelegenen Teile des Bildes immer mehr an Helligkeit abnehmen, indem die Fassungen der Linsen, die nach den seitlichen Teilen des Gesichtsfeldes

hinzielenden Bündel mehr abblenden, als die zentralen. Man kann sich bei fast allen optischen Instrumenten hiervon überzeugen, z. B. beim Prismenbinokel, photographischen Objektiv usw., wenn man deren Austrittspupille einmal zentral und dann von der Seite her betrachtet. Im ersteren Falle ist sie gewöhnlich kreisrund, je mehr man aber von der Seite blickt, um so mehr erscheint sie als schmales Kreiszweieck von kleinerem Flächeninhalt als der zuerst gesehene zentrale Kreis. Hierdurch entsteht, wenn die Augenpupille weit geöffnet ist, für die austretenden seitlichen Lichtbündel eine Verringerung der Helligkeit.

Glücklicherweise ist das menschliche Auge für solche Helligkeitsunterschiede recht unempfindlich, sofern sie eine gewisse Größe nicht überschreiten, so daß man es im allgemeinen noch nicht störend empfindet, wenn der Rand des Bildfeldes etwa nur halb so hell ist, als die Mitte. Je weiter man in dieser Beziehung gehen will, um so mehr läßt sich die Länge im Verhältnis zum Durchmesser steigern.

6. Helligkeitsverlust durch Reflexion und Absorption. Bisher hatten wir angenommen, das Auge erhielte durch das Sehrohr dieselbe Lichtmenge wie beim freien Sehen, sofern nur seine Pupille ganz mit Licht ausgefüllt bleibt. Dies ist jedoch tatsächlich nicht der Fall, und zwar zunächst nicht, weil von dem ankommenden Licht an jeder Glasfläche, die ihm entgegensteht, ein gewisser Prozentsatz wieder zurückgeworfen wird, also für die Bilderzeugung verloren geht. Dieser Verlust ist abhängig von dem Unterschied der Brechungs-exponenten der in der Grenzfläche zusammenstoßenden Medien, also von der Art der verwandten Glassorten, sowie von dem Winkel, unter dem das Licht auf die betreffende Fläche auffällt.

Für eine vollkommen polierte und reine Glasfläche, auf deren einer Seite sich Luft befindet, kann man als rohen Durchschnittswert bei senkrechtem Einfall einen Verlust von etwa 4 % annehmen, d. h. die erste Fläche läßt vom ankommenden Licht noch 96 % hindurch, von diesen 96 % sind dann bei der nächsten Fläche wieder 4 % abzuziehen, so daß noch 92,16 % übrig bleiben; durch die folgende Fläche gehen nach Abzug der Verluste von 4 % noch 88,47 % hindurch und so fort. Man sieht also, daß, je mehr Flächen man verwendet, jede einzelne hinzukommende Fläche immer weniger Einfluß auf den Helligkeitsverlust hat.

Für ein Sehrohr, dessen Optik dem in Fig. 5 dargestellten analog ist, beträgt der Verlust durch Reflexion etwa 57,6 %.

Dieser Verlust wird erheblich gesteigert, wenn die Oberflächen aller Linsen und Prismen nicht, wie vorausgesetzt, vollkommen rein sind, sondern entweder

verstauben, oder, was ja gerade bei dem Unterseebootssehrohr vorkommen kann, infolge von Feuchtigkeit und Temperaturwechsel beschlagen. Man muß deshalb hier bei der Glaswahl noch mehr als bei anderen optischen Instrumenten darauf achten, daß nur durchaus luftbeständige Gläser verwandt werden.

Außer durch Reflexion an der Oberfläche der einzelnen Linsen und Prismen geht Licht aber auch im Innern derselben durch Absorption verloren, weil es keinen Körper gibt, der im optischen Sinne als vollkommen durchsichtig zu betrachten wäre. Indessen hat die Glasfabrikation gerade in dieser Richtung ausgezeichnete Fortschritte gemacht, so daß der Optik heutzutage Glasarten zur Verfügung stehen, die mit hoher Unempfindlichkeit gegen atmosphärische Einflüsse eine sehr gute Lichtdurchlässigkeit verbinden.

Wenn auch der Absorptionsverlust beim Sehrohr mit seinen großen Linsen und Prismen bedeutend höher ist, als man z. B. bei Zielfernrohren u. dgl. gewöhnt ist, so ist er doch bedeutend geringer als der durch Reflexion verursachte. Er beträgt für das gleiche Sehrohr nur etwa 23,6 %.

Unter Berücksichtigung beider Arten von Verlusten gehen mithin durch ein normales Sehrohr nur noch etwa 32,4 %, also knapp ein Drittel des einfallenden Lichtes hindurch.

Trotzdem spielt dieser hohe Verlust keine so bedeutende Rolle, wie es im ersten Moment den Anschein hat, da er in den meisten Fällen durch das Auge selbst teilweise wieder kompensiert wird. Nehmen wir nämlich an, die Pupille des Beobachters sei kleiner als die Austrittspupille des Sehrohres, so ist der Effekt derselbe, als wenn beim freien Sehen das Auge sich in etwas dunklerer Umgebung befände: das Auge wird sich weiter öffnen und auf diese Weise wieder mehr Licht in sich aufnehmen.

7. Sehrohre aus mehr als zwei Einzelfernrohren. Mit der fortschreitenden Vervollkommnung der Unterseeboote ergab sich auch immer mehr das Bedürfnis, die Länge der Sehrohre im Verhältnis zu ihrem Durchmesser zu steigern, ohne indessen an Gesichtsfeld oder Austrittspupille etwas zu verlieren. Im Gegenteil, man stellte in bezug auf diese beiden Daten in der Folgezeit nur immer höhere Ansprüche.

Wie bereits oben auseinandergesetzt wurde, läßt sich beim einfachen Sehrohr die Länge nicht über ein gewisses Maß steigern. Wohl aber kann man hierin weiter kommen, wenn man die oberste Bildebene B_1 nicht gleich bis nahezu an das untere Ende des Rohres durch ein Umkehrsystem abbildet, sondern zunächst etwa in die Mitte des Rohres, und erst das hier entstandene Bild durch ein weiteres Umkehrsystem in die Bildebene des unteren Okulars projiziert. Be-

steht das hinzugekommene Umkehrsystem ebenfalls aus zwei Objektiven, zwischen denen die Lichtbündel parallelstrahlend verlaufen, so kann man analog der früheren Anschauungsweise ein solches Sehrohr als aus drei Einzelfernrohren bestehend ansehen.

Theoretisch könnte man diesen Vorgang immerfort wiederholen, und auf diese Weise Sehrohre von beliebiger Länge und beliebig geringem Durchmesser konstruieren. In der Praxis stehen dem aber gewisse Schwierigkeiten entgegen; denn, wie oben dargelegt wurde, geht mit jeder Linse infolge der Absorption im Glas und der teilweisen Reflexion der Lichtstrahlen an den Linsenoberflächen ein gewisser Prozentsatz von Licht für die Erzeugung des Bildes verloren, so daß bei der Hintereinanderschaltung zu vieler Linsensysteme diese unvermeidlichen Verluste eine unzulässige Höhe erreichen würden. Gleichzeitig würde das an den einzelnen Glasflächen reflektierte Licht, das ja an den vorderen Linsen nochmals in die ursprüngliche Richtung zurückgeworfen wird, immer störender in die Erscheinung treten, so daß schließlich das ganze Bild von diffusem Licht überflutet schiene und einen flauen Eindruck hervorriefe.

Eine weitere Grenze ist auch in rein geometrisch-optischer Beziehung dadurch gesetzt, daß die Bildfehler zweiter Ordnung, die bei jedem noch so gut korrigierten Linsensystem unvermeidlicherweise übrigbleiben, in den aufeinanderfolgenden gleichartigen Linsensystemen sich addieren, so daß ein optisch schlechtes Bild resultieren würde. Namentlich gilt dies für die chromatischen Fehler und für die Bildwölbung. Aus allen diesen Gründen geht man über die Hintereinanderschaltung von vier Einzelfernrohren nicht hinaus.

8. Abgesetzte Sehrohre. Es hätte aber auch deshalb keinen Sinn, den Durchmesser des Sehrohrs unter ein gewisses Maß herunterzudrücken, weil es dann zu wenig widerstandsfähig würde. Ein zu dünnes Sehrohr vibriert beim Fahren, so daß auch das Gesehene Bild ständig vibriert und verschwommen erscheint. Außerdem biegt sich ein zu dünnes Sehrohr infolge des großen Fahrtwiderstandes durch. Hierdurch tritt aber eine Verschiebung des Bildes gegen das Gesichtsfeld des Okulars, mithin auch gegen dessen Meßmarken ein, wenn solche, wie es bisher meist geschah, in der Okularbildebene liegen. Bei Benutzung des Sehrohrs als Zielfernrohr zum Abfeuern von Torpedos würde man infolgedessen erhebliche Winkelfehler riskieren können.

Da sich also der Durchmesser des ganzen Sehrohrs unter eine gewisse Grenze nicht herunterdrücken läßt, hat man sich in neuerer Zeit damit begnügt, wenigstens den obersten über die Wogenkämme hervorragenden Teil so dünn wie möglich zu halten. Man kommt dann zu den sogen. *a b g e s e t z t e n* S e h -

rohren, deren charakteristische Form aus den Fig. 2, 7 und 15 leicht zu erkennen ist. Aber auch selbst wenn man die Stellung aller Linsen und die Verteilung ihrer Brennweiten auf das günstigste wählt, muß diese Verjüngung meist mit einem geringeren Durchmesser der Austrittspupille erkauft werden, sofern man nicht zu dem beschriebenen Hilfsmittel der Vermehrung der Einzelfernrohre greifen will.

9. Ausgestaltung der Okulare. Was die Ausgestaltung des Okularteils betrifft, so ist neuerdings im allgemeinen das Bestreben vorhanden, die Okulare möglichst wenig oder auch gar nicht über dem Körper des Sehrohrs hervortreten zu lassen, einmal der Raumersparnis halber, dann aber auch insbesondere, um eine bequeme Montage des Sehrohrs ohne Abschrauben optischer Teile zu ermöglichen.

Mit Rücksicht auf vollkommenste Wasserdichtigkeit des ganzen Instruments sind die Okulare gewöhnlich fest eingesetzt, ohne Verstellungsmöglichkeit zur Scharfeinstellung des Bildes. Gewöhnlich stellt man sie entweder fest auf $- \frac{1}{2}$ Dioptrie ein, d. h. das Gesehene Bild schwebt scheinbar in einer Entfernung von zwei Meter vor dem Auge, da diese Einstellung für die meisten Menschen mit normalen Augen die bequemste ist, oder man setzt, wenn es sich um Beobachter mit stark anormalen Augen handelt, Dioptriengläser abgestufter Stärke, d. h. eine Art von Brillengläsern vor.

Außerdem gehören zur Ausstattung eines Sehrohrs meist noch Gelbscheiben, die dem Okular vorgesetzt werden, um durch Absorption der vom Nebel ausgehenden blauen Strahlen ein klareres Sehen in die Ferne zu ermöglichen. Bei zu grellem Sonnenlicht, das bei der schwachen Beleuchtung im Innern des Unterseeboots doppelt stark empfunden wird, bedient man sich vorgesetzter Dämpfungsgläser.

10. Vorrichtungen zum Aufziehen und Drehen der Sehrohre. Von großer Wichtigkeit ist die Art der Verbindung des Sehrohrs mit dem Unterseeboot. Zunächst ist es erforderlich, daß man das Sehrohr um seine Achse nach allen Seiten drehen kann, um den ganzen Horizont bestreichen zu können. Sodann soll es aber auch bei Nichtgebrauch in das Unterseeboot einziehbar sein, insbesondere um bei der Fahrt in größerer Tiefe, bei der man damit rechnen muß, daß das Unterseeboot einmal unter einem anderen Schiff oder dergleichen hindurchfährt, kein Hindernis zu bieten. Beiden Forderungen wird dadurch genügt, daß man das Sehrohr in einer an der Decke des Kommandoturms angebrachten langen Stopfbuchse montiert.

Naturgemäß erfordert es ziemlich große Kraft, das Rohr in der langen Stopfbuchse auf- und niederzuschieben. Man benutzt deshalb zum Einziehen

Sehrohre mit mechanischem Aufzug im Kommandoturm des Untersee-Bootes.

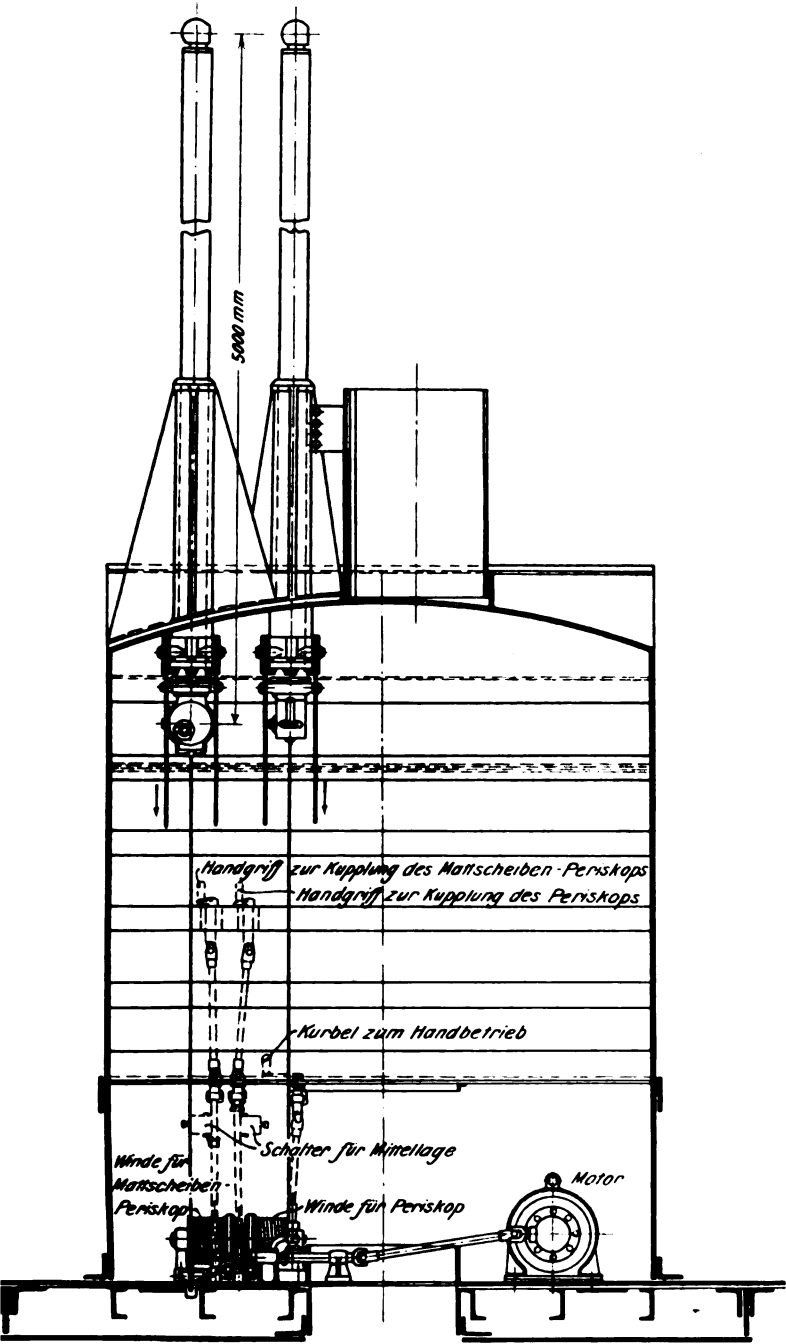


Fig. 6.

Sehrohre mit feststehendem Außenrohr.

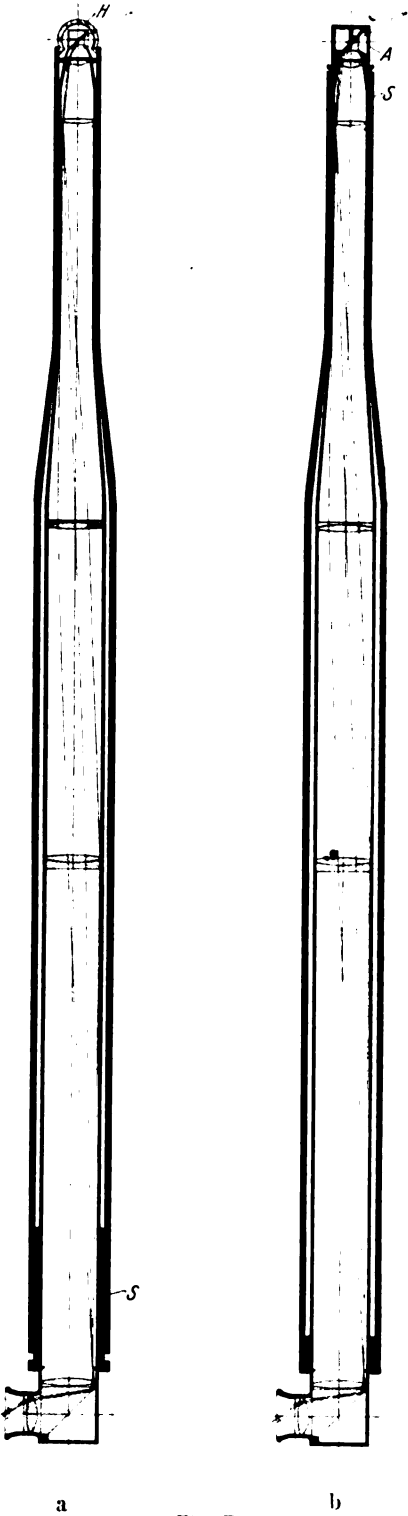


Fig. 7.

sowie zum Herausschieben besondere Winden, die die Bewegung des Sehrohrs an Seilen von seinem unteren Ende aus bewirken (Fig. 6). Damit das Sehrohr außerdem nach allen Seiten gedreht werden kann, läßt man es auf einem Ring aufrufen, der an den beiden Seilen hängt, die zur Aufzugswinde gehen. Das Seil zum Einholen des Sehrohrs greift zentral am untersten Ende des Instrumentes an und ist ebenfalls in einem drehbaren Lager befestigt. Zum Drehen des ganzen Sehrohrs bedient man sich zweier zu beiden Seiten des Okulars angebrachter aufklappbarer Handgriffe (vgl. z. B. Fig. 8).

Abgesehen von der beschriebenen Aufzugsvorrichtung mit Seiltrommel sind auch hydraulische Aufzugsvorrichtungen in Gebrauch (vgl. z. B. Österr. Patent 42 706, 1909; Electric Boat Company, New York. Ferner Engl. Patent 28 901/1912; Officina Galileo, Florenz).

Auch pneumatische Aufzugsvorrichtungen werden neuerdings des öfteren angewandt. Ihr Vorteil besteht darin, daß sie mechanisch sehr einfach werden, weil man als Antriebskraft unmittelbar die von den Druckluftbehältern des Unterseeboots her zur Verfügung stehende Druckluft benutzen kann. Es müssen aber besondere Vorrichtungen vorhanden sein, um die Kompressibilität der Luft unschädlich zu machen und den Antrieb ebenso zwangsläufig zu machen, wie bei den hydraulischen oder mechanischen Aufzügen.

11. Sehrohre mit feststehendem Außenrohr. Die Drehung des frei in das Wasser ragenden Sehrohrs in der Stopfbuchse schließt verschiedene Nachteile in sich, vor allem den, daß das lange Rohr, sobald sich das Boot in Fahrt befindet, mit ziemlicher Kraft zur Seite gedrückt wird und dann dem Drehen einen erheblichen Widerstand entgegensetzt. Der Beobachter wird dadurch unnützerweise körperlich in Anspruch genommen, was bei dem anstrengenden Unterseebootsdienst besonders zu vermeiden ist, oder aber er wird dazu verleitet, den Horizont nicht so häufig abzusuchen, wie es vielleicht gerade erforderlich wäre.

Diesem Übelstand kann man dadurch abhelfen, daß man die Längs- und die Drehbewegung voneinander trennt, indem man den optischen Teil des Sehrohrs leicht drehbar in ein äußeres Schutzrohr einbaut und dieses nur noch die Vertikalbewegung zum Auf- und Abschieben des Sehrohrs in der Stopfbuchse ausführen läßt (Fig. 7, a). Damit man dann noch nach allen Seiten freien Ausblick behält, ist der Kopf dieses Außenrohres durch eine kugelförmige Glashaube H gebildet (D.R.P. 230 282, 1909; Goerz, Berlin). Man kann den Kopf des Sehrohres auch durch eine cylinderförmige Glashaube abschließen, muß dann aber den hierdurch entstandenen Astigmatismus durch eine Cylinderlinse wieder aufheben. Um bei einem evtl. Bruch der Glashaube das Innere des Bootes vor eindringendem

Wasser zu schützen, ist das drehbare Innenrohr gegen das feststehende Außenrohr am unteren Ende durch eine Stopfbuchse S abgedichtet, die zwar dicht halten muß, jedoch im Gegensatz zu der äußeren Stopfbuchse verhältnismäßig kurz sein kann und leicht gehen darf.

Verzichtet man auf eine vollkommene Abdichtung des äußeren Rohres, wie sie durch die Glashaube gewährleistet wird, so ist auch eine Konstruktion nach Fig. 7, b recht vorteilhaft. Hier ist das innere Sehrohr durch das äußere Schutzrohr nach oben hindurchgeführt und deshalb mit einem Kopf normaler Art ausgestattet. Die Abdichtung erfolgt durch eine Stopfbuchse S unmittelbar am Kopf. Während aber bei dem Glashaubensehrohr der Zwischenraum zwischen den beiden Rohren vollkommen gegen das Wasser abgeschlossen ist und die Stopfbuchse nur für einen etwaigen Unfall erforderlich ist, steht sie bei der zuletzt beschriebenen Konstruktion ständig unter Wasserdruck, so daß man immerhin mit dem Vorhandensein von etwas Sickerwasser zwischen den Rohren rechnen muß. Dies bedingt also die Verwendung eines nicht rostenden Materials.

12. Vorrichtungen zum Anzeigen der Blickrichtung. Um sehen zu können, unter welchem Winkel die Visierlinie des Sehrohrs zu der Längsachse des Bootes steht, ist bei gewöhnlichen Sehrohren an der Decke des Unterseeboots an der Stopfbuchse eine Teilung angebracht, während ein der ganzen Länge nach auf dem Rohr gezogener Strich als Index dient, oder die Teilung befindet sich, wie dies z. B. bei dem Sehrohr der Fig. 5 der Fall ist, an dem das Sehrohr tragenden Ring v, während der zugehörige Index am Sehrohr selbst befestigt ist.

Nun ist es aber meist sehr schwierig und für das Auge anstrengend, die Teilungen plötzlich zu beobachten, wenn eben noch das Auge an das helle Gesichtsfeld des Instruments gewöhnt war. Es vergeht immerhin eine gewisse Zeit, bis der Beobachter imstande ist, die Teilungen zu erkennen. Umgekehrt wird er, sobald er dann wieder in das Sehrohr blickt, zunächst geblendet. Außerdem verlangt man auch, daß er sein Ziel keinen Moment aus dem Auge läßt.

Man hat deshalb eine besondere Vorrichtung konstruiert (Fig. 8), mit Hilfe deren man die Stellung des Sehrohrs sowohl außen auf der Gradteilung, wie auch auf einer Teilung die um die Gesichtsfeldblende herum sichtbar ist, ablesen kann. Dies wird dadurch erreicht, daß in der Bildebene eine auf ihrem Umfang in 360° geteilte Platte angebracht ist, hinter der sich ein Zeiger bewegt, der durch Zahnradübertragungen mit dem das Sehrohr tragenden, gegenüber dem Schiffskörper feststehenden Ring verbunden ist. In der Figur ist die von dem Tragering nach dem Innern des Okulars gehende Kupplung über dem Okular sichtbar. Die Platte

mit der Teilung ist so orientiert, als wenn man die ursprünglich horizontal gedachte Azimutteilung aufnähme und senkrecht vor sich hin hielte. Steht das Sehrohr mit seiner Visierlinie in Richtung des Bootskörpers, so steht der Zeiger senkrecht über der Mitte des Gesichtsfeldes.

Okularende eines bifokalen Sehrohres mit Vorrichtung zur Anzeige der Blickrichtung im Gesichtsfeld.

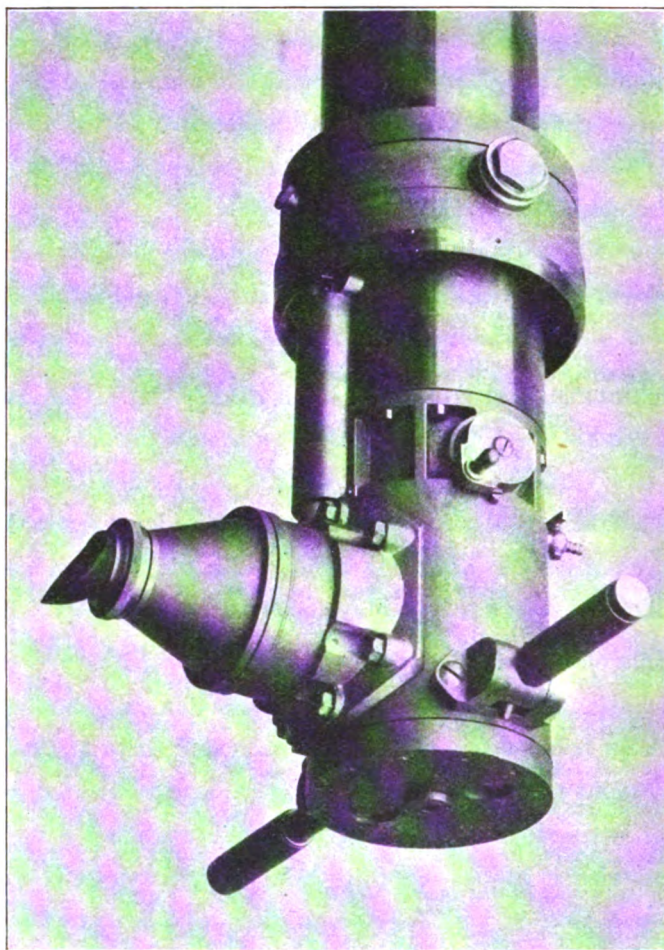


Fig. 8.

13. Prüfung auf Dichtigkeit. Naturgemäß ist es sehr wichtig, daß das Sehrohr bei der Fabrikation so gut wie nur irgend möglich abgedichtet wird. Bei der Abnahme wird deswegen jedes Sehrohr auf seine Dichtigkeit besonders geprüft. Dies geschieht, indem man entweder das ganze Sehrohr in einen langen, an beiden Enden verschließbaren Kessel bringt, der mit Wasser angefüllt und auf einen bestimmten Druck aufgepumpt wird, oder man läßt nur das Objektiv-

sowie das Okularende in einen kleineren Druckbehälter eintauchen (Fig. 9), da ja nur an diesen Stellen die Möglichkeit des Eindringens von Wasser gegeben ist.

Gleichzeitig erkennt man auch durch diese Prüfung, ob die Prismen bzw. Linsen, die beim Tauchen des Bootes den vollen Druck des Wassers aufzunehmen haben, diesem Druck gewachsen sind und nicht durch eine etwaige Zertrümmerung eine Gefahr für die Besatzung des Boots bieten.

Gewöhnlich wird der Objektivkopf mit 10, der Okularkopf mit 1 Atm. Außendruck geprüft; der letztere außerdem noch mit 10 Atm. Innendruck, weil die Okularlinsen im Falle einer Zerstörung des oberen Teiles des Sehrohrs unter Umständen den vollen Wasserdruck auszuhalten haben.

Apparat zur Prüfung der Sehrohre auf Wasserdichtigkeit.

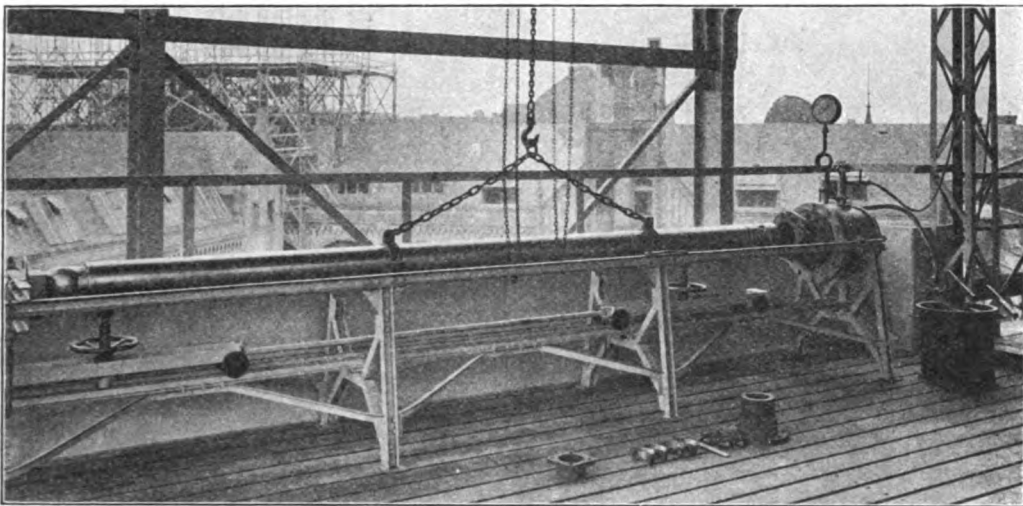


Fig. 9.

14. Trockenvorrichtungen. Trotz sorgfältigster Abdichtung der Linsen in ihrer Fassung und aller sonstigen Trennungsfugen ist es nicht möglich zu vermeiden, daß die in dem Sehrohr eingeschlossene Luft mit der Zeit immer feuchter wird. Taucht dann das Boot unter Wasser, so wird die Luft im Innern des Rohres abgekühlt und ihre Feuchtigkeit erscheint plötzlich als trübender Beschlag auf Linsen und Prismen.

Es sind deswegen von jeher verschiedene Methoden zur Trockenhaltung der Sehrohre in Gebrauch. Die einfachste Art, das Sehrohr trocken zu halten, besteht darin, daß man aus den Druckluftbehältern des Unterseeboots einen ständigen Strom von durch Chlorcalcium getrockneter Luft durch das Rohr hindurch-

streichen läßt, die dann am oberen Ende durch eine Art von Sicherheitsventil ins Freie entweicht (Engl. Patent 27 044 C/1903; Electric Boat Company, New York). Ein solches ständiges Durchblasen von Luft hat aber den Nachteil, daß viel Staub in das Sehrohr befördert wird.

Durchblaseapparat zum Austrocknen der Sehrohre.

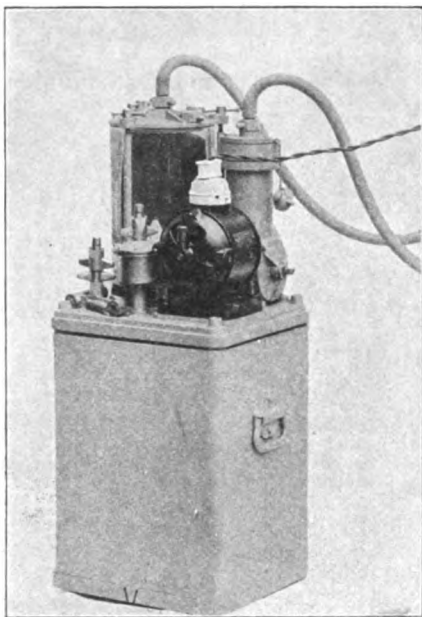


Fig. 10.

Man zieht es deshalb heutzutage vor, das Sehrohr während des Gebrauchs so dicht wie möglich abzuschließen und nur von Zeit zu Zeit einer gründlichen Trocknung zu unterziehen. Der Durchblaseapparat zum Trocknen (Fig. 10) besitzt eine von einem Elektromotor angetriebene kleine Pumpe, die aus einem Ventil des Sehrohrs die Luft herausaugt, durch einen mit Trockensubstanz (meist Chlorcalcium, konz. Schwefelsäure usw.) beschickten Behälter hindurchpreßt und in das andere Ventil des Sehrohrs wieder hineintreibt. Ein am Apparat befindliches Hygrometer gestattet zu erkennen, wann mit dem Trocknen aufgehört werden kann.

Früher setzte man die beiden Ventile je an das obere und untere Ende des Sehrohrs. Infolgedessen konnte das Austrocknen nur erfolgen, wenn das Boot im Hafen lag, weil

die eine Leitung von außen hochgeführt werden mußte. Es erwies sich deshalb als vorteilhafter, beide Ventile an das unterste Ende des Sehrohrs zu verlegen (p und q in Fig. 5) und von dem einen aus eine dünne Rohrleitung im Innern des Instrumentes bis in dessen Kopf zu führen. Auf diese Weise kann das Austrocknen jederzeit vom Innern des Boots aus vorgenommen werden.

B. Mattscheiben-Sehrohre.

1. Einfache Mattscheibensehrohre. Um ein möglichst bequemes Beobachten zu gestatten und es auch zu ermöglichen, daß eventuell gleichzeitig zwei Beobachter das Bild sehen können, hat man auf die Sehrohre eine Methode angewandt, die bereits früher in der Marine bei Zielfernrohren versucht worden war, daß man nämlich das Bild nicht durch ein Okular betrachtet, sondern auf einer Mattscheibe entwirft.

Auf Sehrohre wurde dieser Gedanke zuerst von den beiden italienischen Seeoffizieren Russo und Laurenti übertragen (vgl. z. B. Engl. Patent 2165/1902; Russo und Laurenti, Rom), die dem neuen Instrument den Namen Cleptoskop beileigten. Das erste Mattscheibensehrohr nach diesem Patent wurde in Deutschland 1903/04 von der optischen Anstalt C. P. Goerz gebaut.

Will man den Eindruck des natürlichen Sehens, also der Vergrößerung 1 haben, so muß das auf die Mattscheibe projizierte Bild, wenn man es aus der „deutlichen Sehweite“, d. h. aus einer Entfernung von 250 mm betrachten will, eine solche Größe haben, als sei es durch ein Objektiv von der Brennweite 250 mm entworfen. Bei dem Mattscheibenbild hat man jedoch in noch höherem Grade, als bei dem Okularbild, den Eindruck einer Verkleinerung.

Einen großen Vorteil bedeutet es aber, daß der Beobachter vor einem Mattscheibensehrohr mit dem Kopf frei hin- und hergehen kann und beide Augen gleichmäßig benutzt. Infolgedessen wird sein Auge bedeutend weniger angestrengt.

Das Beobachten auf der Mattscheibe ist jedoch nur möglich, wenn das Wetter genügend klar ist, da das aus dem Sehrohr austretende Licht durch die Körnung der Mattscheibe stark zerstreut wird. Außerdem verhindert dieses Korn die Erkennung sehr feiner Details, also auch die rechtzeitige Erkennung weit entfernter Objekte.

2. Kombinierte Okular-Mattscheibensehrohre. Um die Vorteile, die die Beobachtung auf der Mattscheibe bietet, mit denen des gewöhnlichen Sehrohrs verbinden zu können, baut man heutzutage meist keine speziellen Mattscheibensehrohre mehr, sondern vereinigt in ein und demselben Instrument Mattscheiben- und Okularbeobachtung. Ursprünglich führte man diese Konstruktionen in der Art aus, wie sie z. B. Fig. 11 in Ansicht darstellt. Man sieht hier am unteren Teil des Sehrohrs die kleinere Öffnung für das Okular und darüber die große für die Mattscheibe. Das Bild wird auf diese unter Vermittlung eines unter 45° geneigten Planspiegels projiziert; schlägt man diesen durch Drehen der an der rechten Seite sichtbaren Kurbel zurück, so kann das Licht ungehindert weiter nach unten gehen und tritt dann durch das Okular aus.

Die eben beschriebene Anordnung hat jedoch noch den Nachteil, daß man das Okularbild und das Mattscheibenbild aus verschiedener Augenhöhe beobachten muß. Man hat deswegen auch die Anordnung getroffen, daß man die oberhalb des Okulars befindliche Mattscheibe nach vorn etwas neigte, jedoch hat man dann wieder den Übelstand eingetauscht, daß man gerade bei der Mattscheibenbeobachtung, die den Beobachter doch möglichst wenig anstrengen soll, dem

Kopf eine unbequeme Stellung nach oben geben muß. Außerdem bleibt immer noch der Nachteil übrig, daß das Mattscheibenbild und das Okularbild aus verschiedenen Entfernungen zu betrachten sind.

Eine wesentlich vollkommenere Anordnung besteht darin, daß man das Mattscheibenbild gegen das Okularbild auswechselt (D.R.P. 231 966/1909; Goerz,

**Okularende eines kombinierten Okular-Mattscheiben-Sehrohrs
mit getrennten Einblicköffnungen.**

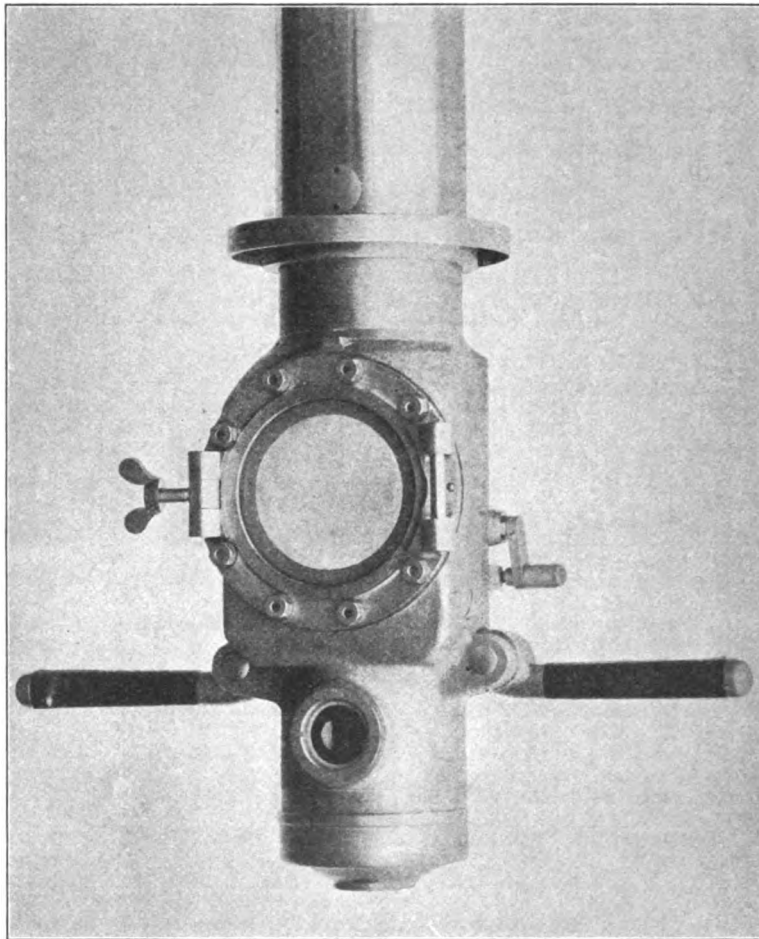


Fig. 11.

Berlin). In dem unteren trommelförmig erweiterten Teil des Sehrohrs (Fig. 12) ist nämlich ein Körper drehbar gelagert, der zunächst das Prisma P_2 und die Okularlinsen C_2 und O_2 enthält. In der gezeichneten Stellung würde also das Bild durch die Linsen des Okulars austreten. Schlägt man diesen Körper mittels einer an der Seite angebrachten Kurbel um 180° herum, so kommt an die Stelle der

Kollektivlinse C_2 die Linse M und an Stelle der Linse O_2 die Linse L . Außerdem ist das Prisma P_2 so ausgebildet, daß seine Hypotenusenfläche auch für die Linsen

**Kombiniertes Okular-Mattscheiben-
sehrohr mit gemeinsamer Einblick-
öffnung.**

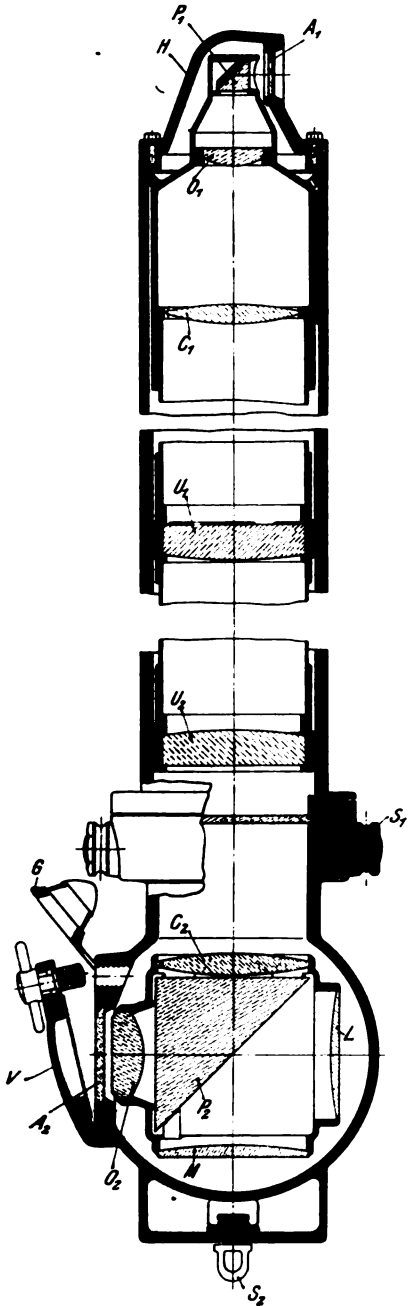


Fig. 12.

M und L als Spiegel wirkt. Die eine Fläche der Linse M ist matt geschliffen, so daß auf ihr das vom Sehrohr entworfene Bild aufgefangen und dann durch die Linse L wie durch eine Lupe schwach vergrößert betrachtet werden kann. Die Benutzung einer mattierten Sammellinse an Stelle einer planparallelen Mattscheibe hat den

**Sehrohr mit wechselbarer Vergrößerung.
Umschaltbarer Objektivkopf.**

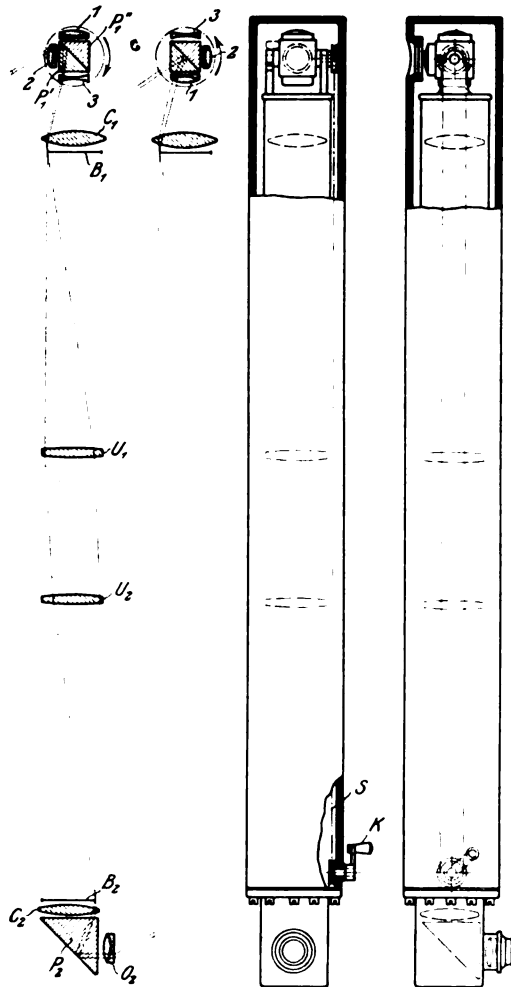


Fig. 13.

Vorzug, daß die nach den seitlichen Teilen des Bildes hinzielenden Strahlen nach dem Auge des Beobachters zu gebrochen werden. Man gewinnt auf die Art bedeutend an Licht, weil dann die Mattscheibe im ganzen durchsichtiger gehalten werden kann. Wollte man nämlich ohne dieses Hilfsmittel ein auf der ganzen Fläche annähernd gleichmäßig helles Bild erzielen, so müßte man eine wesentlich stärker zerstreuliche Mattscheibe anwenden. Zum Schutz gegen Eindringen von Staub und Wasser ist der trommelförmig ausgebildete Hohlkörper, der die Wechselvorrichtung umschließt, vorn durch eine Planparallelplatte A_2 abgeschlossen.

Soll das Sehrohr für längere Zeit als Okularsehrohr benutzt werden, wie es z. B. bei Nacht der Fall wäre, so schlägt man zweckmäßigerweise die Augenschale G vor das Okular, um dem Auge eine gesicherte Stellung zuzuweisen.

Da das verhältnismäßig große Abschlußglas des Sehrohrs nicht denselben Wasserdruck auszuhalten vermag wie die kleine Augenlinse eines gewöhnlichen Sehrohrs, ist für den Fall eines Wassereintritts von oben noch der aufschraubbare Deckel V vorgesehen. Es müßten jedoch sehr ungünstige Umstände zusammentreffen, wenn vorher schon die sämtlichen darüber liegenden Linsen durchbrechen sollten. Im allgemeinen wird eine Gefahr nur dann bestehen, wenn der obere Teil des Sehrohrs zerstört ist.

Des weiteren sieht man in der Figur die bereits früher erwähnten Befestigungsstellen S_1 und S_2 für die Seile zum Aus- und Einfahren.

Auf etwas andere Art wird die Auswechslung des Mattscheibenbildes gegen das Okularbild bei den Zeißschen Sehrohren erreicht (D.R.P. 260 158/1912; Zeiß, Jena). Hier sind die zur Okular- bzw. zur Mattscheibenbeobachtung erforderlichen optischen Elemente nicht fest miteinander verbunden, sondern werden durch einen Hebelmechanismus gegeneinander ausgewechselt, und nehmen erst in den beiden Endstellungen die erforderliche gegenseitige Lage ein.

C. Sehrohre mit wechselbarer Vergrößerung.

1. Okularrevolver. Während man, wie eingangs erwähnt, für die normale Beobachtung im allgemeinen den Eindruck des natürlichen Sehens haben will, stellte es sich doch bald als zweckmäßig heraus, zur besseren Erkennung von Einzelheiten, z. B. um den Typ eines feindlichen Schiffes besser sehen zu können, oder zur Beobachtung von Signalen, außer der Normalvergrößerung 1,5 auch noch stärkere Vergrößerungen zur Verfügung zu haben.

Am naheliegendsten ist die Anwendung des bei vielen anderen Instrumenten gebräuchlichen Okularrevolvers. Man bringt am unteren Teil des Sehrohrs einen

Drehkörper an, der mehrere Okulare verschiedener Stärke trägt, die nacheinander vorgeschlagen werden können. In bezug auf die Erreichung bestmöglicher optischer Korrektion ist diese Konstruktion die vorteilhafteste, jedoch hat sie den Nachteil, daß es schwerer wird, das Sehrohr genügend abzudichten, und vor allem, daß die Okulare längerer Brennweite unverhältnismäßig weit vor dem Sehrohr hervorstehen, da sie jetzt nicht mehr wie bei sämtlichen vorher besprochenen Instrumenten in das Innere des Hauptrohrs eingebaut werden können. Außerdem ändert sich auch im Gegensatz zu den nachstehend zu beschreibenden Konstruktionen die Größe der Austrittspupille, insofern als bei Einschaltung der stärkeren Vergrößerung die Austrittspupille im Verhältnis dieses Vergrößerungssprunges verkleinert wird.

2. Wechslung des oberen Objektivsystems (Bifokale Sehrohre). Aus allen diesen Gründen ist es meist vorteilhafter, den Wechsel an dem Objektivsystem des Sehrohrs vorzunehmen, wofür sich verschiedene Möglichkeiten ergeben. Eine sehr gebräuchliche Anordnung (D.R.P. angem.; G o e r z, Berlin) besteht darin, daß man in den Kopf des Sehrohrs einen Drehkörper einbaut, der zwei mit ihren Hypotenusenflächen zusammengelegte rechtwinklige Prismen P'_1 und P''_1 trägt (Fig. 13). Die Hypotenusenflächen sind beide versilbert, so daß jedes der beiden rechtwinkligen Prismen als Eintrittsreflektor benutzt werden kann. Vor den Kathetenflächen der beiden Prismen befinden sich, möglichst nahe an sie herangerückt, die verschiedenen Elemente der beiden Objektivsysteme. Hat der den Reflektorkopf bildende Drehkörper eine solche Lage, daß die Linse 1 nach unten steht, so ist die optische Anordnung genau die gleiche wie bei den bisher beschriebenen Sehrohren. Wird aber der Reflektorkopf mit Hilfe der am Okularende angebrachten Kurbel K und des Stahlbandes S, oder durch andere analog wirkende Vorrichtungen von unten aus um 180° gedreht, so kommt das Prisma P'_1 zur Wirkung und das Licht muß die beiden Linsen 2 und 3 passieren. Da die Linse 3 als Negativsystem ausgebildet ist, ergeben beide zusammen ein Tele-Objektiv von wesentlich größerer Brennweite als die des Systems 1. Die Brennweitenverteilung aller dieser Linsen ist so berechnet, daß trotz der verschieden großen Systembrennweiten das von ihnen entworfene Bild beide Male an derselben Stelle, in der oberen Blendenebene B_1 entsteht. Nur ist das Bild im zweiten Falle wesentlich größer als im ersten, mithin auch das von dem Umkehrsystem U_1, U_2 in die untere Blendenebene B_2 projizierte Bild.

Statt eines einzigen Kopfes mit nur zwei optischen Systemen lassen sich auch mehrere derartige Drehkörper übereinander anordnen.

3. Vorsatzfernrohre. Anstatt mehrere Objektivsysteme gegeneinander auszuwechseln, kann man auch vor das ganze Sehrohr ein Fernrohr geringer Vergrößerung vorschalten, da ja bei jedem auf unendlich eingestellten Fernrohr die Strahlen wieder so austreten, als kämen sie direkt von einem ebenfalls unendlich fernen, nur entsprechend größeren Objekt her. Hat also z. B. das Vorsatzfernrohr eine zweifache Vergrößerung, so wird die Gesamtvergrößerung des Sehrohrs verdoppelt.

Schlägt man ein solches vorgeschaltetes System um 180° herum, derart, daß jetzt sein Okular dem Objekt zugewandt ist, so erscheint das Bild ebensovielmal verkleinert, als es bei der vorigen Stellung vergrößert wurde. Bei Anbringung an passender Stelle des Strahlengangs läßt sich die Anordnung auch so ausgestalten, daß man bei einer Drehung um nur 90° zwischen den Linsen des Vorsatzfernrohrs frei hindurchblickt. In diesem Falle hat man also nur die normale Vergrößerung der das eigentliche Sehrohr bildenden optischen Teile.

Im Interesse einer gedrungenen Anordnung ist es zweckmäßig, als Vorsatzfernrohr ein sogenanntes galileisches Fernrohr, bestehend aus positivem Objektiv und negativem Okular, anzuwenden. Einen besonders kurzen Bau kann man dann erhalten, wenn man den Strahlengang derartig wählt, daß sich die Hauptstrahlen zwischen den beiden Linsen des Vorsatzfernrohrs kreuzen (D.R.P. 237 072/1910; Zeiß, Jena).

In Fig. 20 sei O_1 die erste feste Linse des Sehrohrkopfs, die von einem unendlich entfernten Gegenstand bei B_1 ein Bild entwerfen mag. Die Eintrittspupille des Sehrohrs wäre dann EP, d. h. an dieser Stelle kreuzen sich alle in die Linse O_1 eintretenden Strahlenbündel. Setzt man nun dem Sehrohr das aus den beiden Linsen L_1 und L_2 bestehende galileische Fernrohr vor, so gibt dieses für sich eine Zusatzvergrößerung, wie sich aus dem eingezeichneten Strahlengang unmittelbar erkennen läßt. Denn die gestrichelt gezeichneten Strahlenbündel, die einen kleineren Winkel als die ausgezogenen unter sich einschließen, also auch einem kleineren Objekt entsprechen, werden nach dem Durchgang durch die Linsen L_1 und L_2 ebenfalls in die Richtung der letzteren gebrochen. Umgekehrt würde eine Verkleinerung eintreten, wenn die beiden Linsen L_1 und L_2 vertauscht wären, so daß Linse L_2 nach vorn zu stehen käme.

D. Panoramasehrohre (Rundblicksehrohre).

1. Panoramasehrohr ohne Bildaufrichtung. Bei den beschränkten Platzverhältnissen im Kommandoturm des Unterseeboots bedeutet es einen gewissen

Nachteil, daß der Beobachter, wenn er nach allen Richtungen sehen will, rund um das Instrument herumgehen muß. Es war deshalb als ein erheblicher Vorteil zu betrachten, als Sehrohre aufkamen, die den ganzen Horizont abzusuchen gestatten, ohne daß man seinen Platz vor dem Okular zu verlassen braucht.

Wollte man nun bei einem einfachen Sehrohr die Einrichtung treffen, daß man den oberen Reflektorkopf allein nach jeder gewünschten Richtung hin drehen kann, während im übrigen das Sehrohr stillstehen bleibt, so würde man wahrnehmen, daß die Bilder um 'so mehr sich auf die Seite legen, je mehr man den Reflektorkopf dreht, und bei der Visur nach rückwärts gerade auf dem Kopfe stehen. Schon der alte *Hevelius*¹⁾ hatte diese Lagenveränderungen des Bildes bei seinem Polemoskop erkannt und in Wort und Bild sehr ausführlich erklärt. Fig. 14 ist seiner „Selenographia“ entnommen und zeigt ganz anschaulich, wie dieses sogenannte „Stürzen“ der Bilder allmählich zustande kommt.

Für praktische Zwecke ist ein solches Instrument natürlich vollkommen unbrauchbar, weil die Beobachtung dadurch außerordentlich erschwert wird, daß es zum richtigen Verständnis des gesehenen Bildes immer erst einer gewissen Überlegung bedarf, von Winkelmessungen ganz zu schweigen. Trotzdem sind derartige Sehrohre mit stürzenden Bildern später tatsächlich konstruiert worden (vgl. Amerik. Patent 754464/1904; *S. Lake*, Bridgeport).

2. Wirkungsweise des Panoramafernrohres. Nun existierte aber bereits seit 1902 ein doppelt geknicktes Fernrohr, bei dem die Bedingung erfüllt war, daß man den oberen Reflektor beliebig nach allen Seiten des Horizontes drehen konnte, während das Bild dabei immer aufrecht stehen blieb, nämlich das sogenannte *Panorama- oder Rundblickfernrohr* (D. R. P. 156039/1902; *Goerz*, Berlin). Das Wesentliche eines solchen Fernrohrs besteht darin, daß man die Drehung, die das Bild infolge der Drehung des oberen Reflektorkopfs erfährt, durch die Drehung eines optischen Elements, die im umgekehrten Sinn auf die Stellung des Bildes wirkt, wieder aufhebt.

Von den verschiedenen Konstruktionen, die zu diesem Zwecke angewandt wurden, blieb die gebräuchlichste die Verwendung des sogenannten *Dove'schen Prismas*. Ein solches ist in Fig. 15 dargestellt. Man kann es sich aus einem rechtwinklig-gleichschenkligen Prisma entstanden denken, indem man die den rechten Winkel enthaltende Ecke durch einen parallel der Hypothenusenfläche geführten Schnitt abtrennt. Läßt man in einem solchen Prisma einen Strahl parallel der Hypothenusenfläche auffallen, so wird dieser infolge der Brechung

¹⁾ *Joh. Hevelius*, l. c.

Erklärung des „Stürzens“ der Bilder beim Drehen des Reflektorkopfes.
 (Aus Hevelius, Selenographia.)

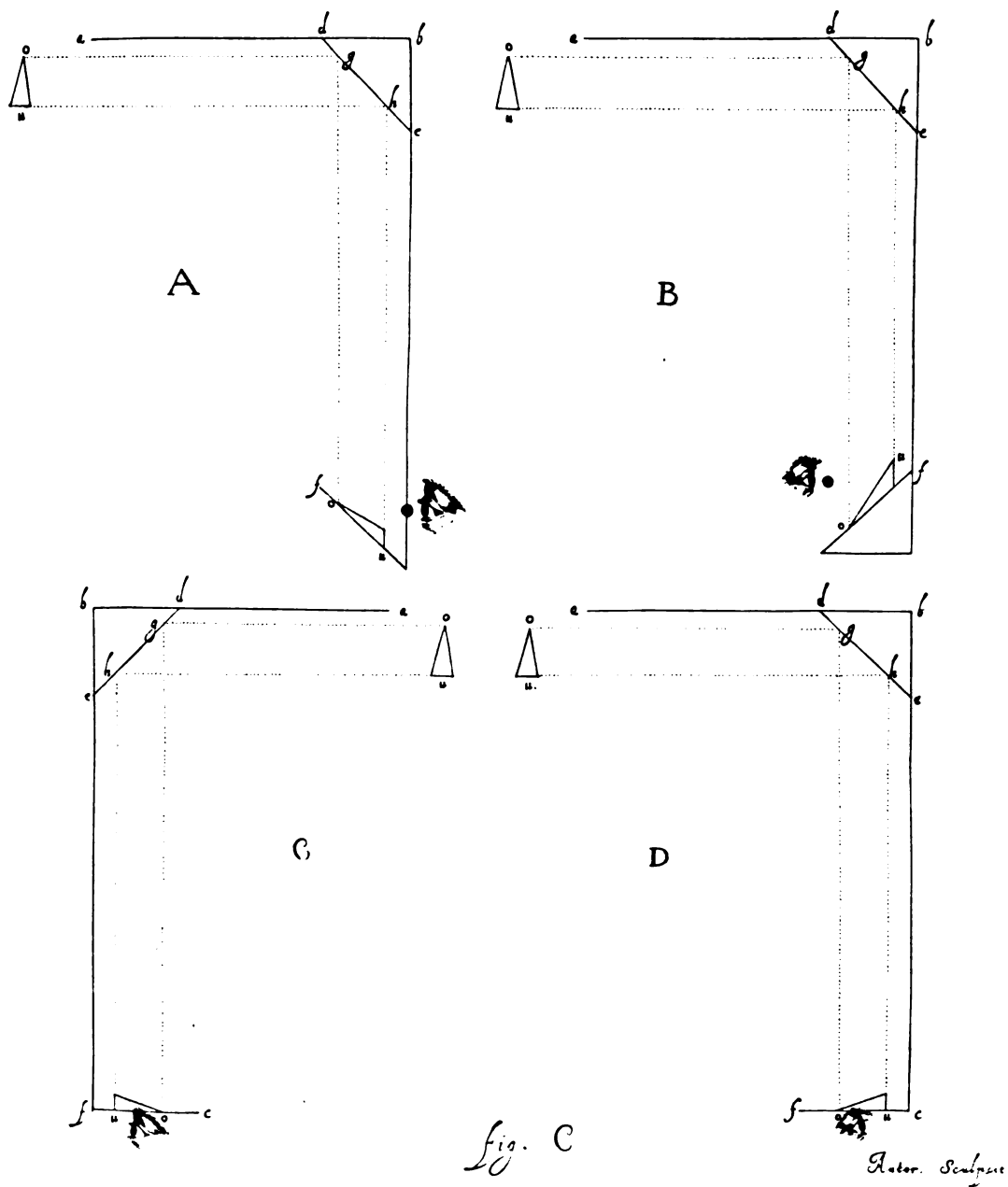


Fig. 14.

an der unter 45° geneigten Eintrittsfläche nach der Hypothenusenfläche hin gebrochen, dort total reflektiert, trifft auf die zweite ebenfalls unter 45° stehende Kathetenfläche auf und wird infolge der allseitigen Symmetrie von dieser wieder in die ursprüngliche Richtung gebrochen. Trotz der beiden Brechungen tritt eine Farbenzerstreuung nicht ein, da wegen der zwischenliegenden Reflexion die Brechungen sich gegenseitig kompensieren.

Drehung des Bildes durch das „Aufrichteprisma“.

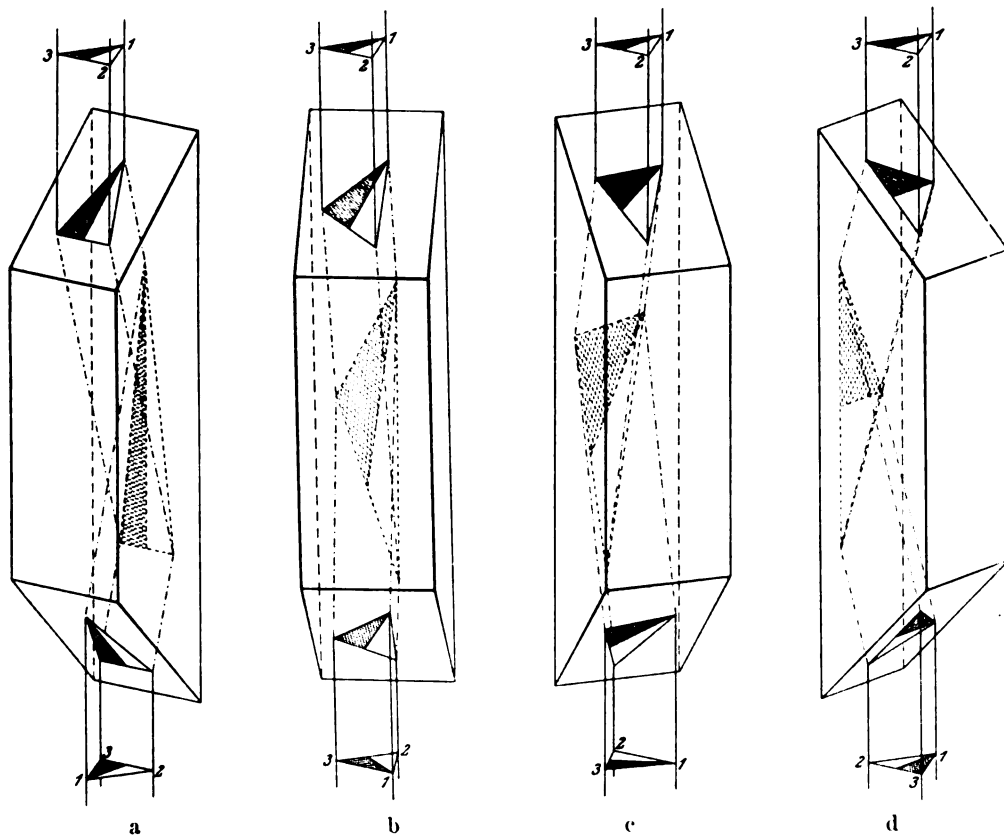


Fig. 15.

Infolge der an der Hypothenusenfläche stattfindenden einen Reflexion hat ein solches Prisma zunächst die Eigenschaft, ein Bild wie an einem Spiegel umzukehren. Fig. 15 a zeigt, wie dieser Vorgang erfolgt. Betrachtet man nämlich in der Stellung a das über dem Prisma gezeichnete Dreieck mit den Eckpunkten 1, 2, 3, so sieht man, daß auch nach dem Durchgang des Lichtes durch das Prisma die Seite 2, 3 ihre Lage im Raum beibehalten hat, während die Spitze 1 des Dreiecks nunmehr auf der andern Seite von 2, 3 liegt. An dem eingezeichneten Strahlengang ist zu

erkennen, wie dieses Herumwerfen des Bildes auf die Kehrseite allmählich erfolgt.

Vor allem hat das Prisma aber auch trotz seiner Geradsichtigkeit die Eigenschaft eines einfachen Spiegels behalten, bei einer passenden Drehung das hindurch gegangene Bild in seiner Ebene zu drehen. Denn bringt man es aus der Stellung a successive in die Stellungen b, c und d, während das das Objekt darstellende Dreieck 1, 2, 3 seine Lage im Raum unverändert beibehält, so erkennt man, daß das unter dem Prisma gezeichnete Bild des Dreiecks wohl dieselbe Form behalten, aber sich ebenfalls gedreht hat, und zwar mit der doppelten Geschwindigkeit wie das Prisma selbst. In der Stellung d z. B. ist das Prisma gegen die Stellung a um 90° gedreht, das Bild dagegen bereits um 180° .

Infolge dieser Eigenschaft kann man es dazu benutzen, das Stürzen der Bilder wieder zu kompensieren, die Bilder aufzurichten. Es wird daher in Instrumenten nach dem Panoramaprinzip meist auch als „Aufrichteprisma“ bezeichnet.

3. Einfaches Panoramasehrohr. Unter der bisher gemachten Voraussetzung, daß ein Dovesches Prisma einem gewöhnlichen Sehrohr eingefügt würde, erhielte man jedoch Bilder, bei denen rechts und links vertauscht wäre, weil das Prisma das Bild nur in einer Richtung umkehrt. Um dies zu vermeiden, muß an einem der Prismen P_1 oder P_2 des Sehrohrs eine weitere Reflexion zugefügt werden. Am bequemsten geschieht dies an dem Eintrittsreflektor P_1 , indem man diesen als Pentaprisma, oder noch besser als sogenanntes Dachkantprisma ausbildet.

Es ist jedoch nicht gleichgültig, an welcher Stelle das Aufrichteprisma in den Strahlengang eingeschoben wird, sondern vielmehr erforderlich, dasselbe an eine Stelle zu bringen, wo paralleler Strahlengang herrscht. Infolge der einen Reflexion wirkt es ja wie eine sehr dicke, unter 45° gegen die Achse geneigte Planparallelplatte und würde dementsprechend in einem konvergierenden oder divergierenden Strahlenbündel starken Astigmatismus hervorrufen.

Bei den ersten Konstruktionen setzte man es deswegen zwischen die beiden Umkehrsysteme U_1 und U_2 eines gewöhnlichen Sehrohrs (D. R.-P. 166684/1904; Goerz, Berlin), da ja, wie bereits im Anfang erwähnt, an dieser Stelle alle von einem Punkt herkommenden Strahlen parallel verlaufen. Man gelangt so zu der in Fig. 16 schematisch dargestellten Anordnung. Zum Vergleich mit dem einfachen Sehrohr (Fig. 4) sind alle Bezeichnungen ebenso gewählt wie dort. Als neu kommt nur das zwischen das Umkehrsystem U_1 U_2 eingeschaltete Dovesche

Prisma D hinzu. Ferner ist das Außenrohr geteilt, um den oberen, den Eintrittsreflektor P_1 enthaltenden Teil gegen das feststehende Okularteil drehen zu können, und es muß nach dem Vorhergehenden durch irgend welche Mittel Vorsorge getroffen sein, daß das Dovesche Prisma zwangsläufig mit halber Winkelgeschwindigkeit im gleichen Drehungssinn bewegt wird. Wie dies konstruktiv zu erreichen ist, wird später ausführlicher beschrieben werden.

4. Panoramasehrohr aus mehr als zwei Einzelfernrohren. Setzt man das Dovesche Prisma wie beschrieben zwischen das Umkehrsystem eines gewöhnlichen Sehrohrs, so muß es sehr große Dimensionen erhalten, wenn nicht von der Austrittspupille ganz erheblich abgeschnitten werden soll. Man hätte hierfür Glasstücke von einer Größe nötig, wie sie nur schwer zu bekommen sind. Außerdem haben so große Prismen den Nachteil, daß sie viel Licht verschlucken und bei diesen Dimensionen nicht mehr genügend homogen sind.

Man gelangt nun zu einem erheblich kleineren Aufrichtepisma, wenn man (Fig. 17) das bereits früher erwähnte Hilfsmittel der Anordnung mehrerer hintereinander gesetzter Fernrohre auch auf das Panoramasehrohr anwendet (D.R.P. 183 424/1905; Goerz, Berlin). Man kann die Vergrößerung der vor dem Prisma liegenden Fernrohre so groß nehmen, daß die aus dem letzten derselben austretenden Hauptstrahlen miteinander gerade den Gesichtswinkel einschließen, den das Dovesche Prisma noch bewältigen kann. Unter diesen Umständen ist der Durchmesser der das Prisma durchsetzenden Strahlenbündel so weit als möglich reduziert. Dem nun folgenden letzten Fernrohr muß dann eine solche Vergrößerung gegeben werden, daß die verlangte Gesamtvergrößerungsziffer des Sehrohrs erreicht wird.

5. Anzeige der Blickrichtung im Gesichtsfeld. Da man nicht mehr wie beim gewöhnlichen Sehrohr sich mit dem ganzen Instrument nach der Richtung wendet, nach welcher man sehen will, sondern nunmehr immer in derselben Stellung vor dem Okular stehen bleibt, ist es erforderlich, eine Vorrichtung anzubringen, durch die dem Beobachter die jeweilige Blickrichtung sofort sicht-

Schematischer Aufbau
des
Panoramasehrohres.

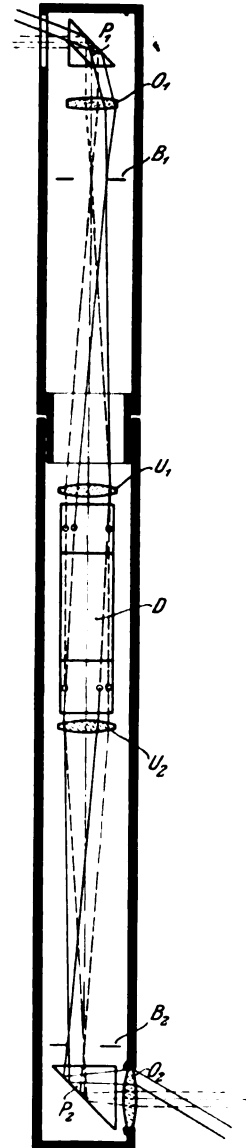


Fig. 16.

bar gemacht wird. Man kann dies in der Art erreichen, daß man in die Bildebene des Sehrohrs (Fig. 17) eine Planparallelplatte setzt, die am Rand eine Gradteilung trägt, und daß man unmittelbar vor dieser eine zweite Platte mit einem Zeiger anordnet, die vermittels eines Zahnradgetriebes mit dem drehbaren Ober teil des Sehrohrs gekuppelt ist, derart, daß der Zeiger stets nach derselben Richtung zeigt, wie der Kopf des Sehrohrs (D.R.P. 167 723/1905, Goerz, Berlin). Dreht man diesen nach einer bestimmten Richtung, so sieht man im Gesichtsfeld den Zeiger auf der Gradteilung um dieselbe Winkelgröße wandern, und man braucht sich nur das Gesichtsfeld des Sehrohrs in die Horizontale umgeklappt zu denken, um sofort die Vorstellung zu haben, welchen Teil des Horizontes man gerade beobachtet.

6. Mechanische Konstruktion des Panoramasehrohres. Die ersten Panoramasehrohre waren im Prinzip ähnlich gebaut, wie dies in Fig. 17 schematisch dargestellt ist. Der untere feststehende Teil mit dem Okular ruhte auf einem mit dem Unterseeboot fest verbundenen Konsol, während das längere drehbare Ober teil direkt durch die Stopfbuchse nach außen ging. Die Drehung desselben konnte dann vermittels des unten sichtbaren Handrades erfolgen.

Wie schon oben beim einfachen Sehrohr erwähnt, ist aber hierzu während der Fahrt eine ziemliche Kraft erforderlich. Man versuchte deshalb bei dem Panoramasehrohr den Beobachter von jeder mechanischen Tätigkeit dadurch zu entlasten, daß man das Instrument mittels eines Elektromotors antrieb, so daß innerhalb je 10 Sekunden der ganze Horizont vor dem Beobachter sich einmal vorbeibewegte. Eine lösbare Kupplung gestattete das Panoramasehrohr in jeder beliebigen Blickrichtung festzuhalten und dann von Hand zu drehen, z. B. um ein auftauchendes Objekt genauer beobachten zu können. Neuerdings verzichtet man jedoch auf einen derartigen automatischen Antrieb, besonders, weil man das ständige Absuchen des ganzen Horizontes im allgemeinen nicht nötig hat und das fortwährende Vorbeiziehen des Bildes das Auge rasch ermüdet. Vielmehr genügt es, wenn der Beobachter den ganzen Horizont von Zeit zu Zeit einmal von Hand absucht.

Außerdem aber ist der Motorantrieb deswegen überflüssig geworden, weil der oben beim einfachen Sehrohr beschriebene Einbau in ein äußeres nicht drehbares Schutzrohr mit Glashaube, der eine leichte Bewegung von Hand ermöglicht, beim Panoramasehrohr ganz besonders vorteilhaft ist, so daß er dort auch zuerst angewandt wurde. Infolge der Bewegung in Kugellagern ist dann nur noch eine äußerst geringe Kraft zur Drehung erforderlich.

Ein solches modernes Panoramasehrohr ist in Fig. 18 im Schnitt dargestellt. Man sieht, wie weit durch die Hintereinanderschaltung mehrerer Fernrohre das Aufrichteprisma D verkleinert werden konnte. $B_1 B_2 B_3$ sind die drei Bildebenen. Die optischen Elemente tragen die analogen Bezeichnungen wie in den früheren

Panoramasehrohr aus drei Einzelfernrohren, mit Vorrichtung zur Anzeige der Blickrichtung im Gesichtsfeld.

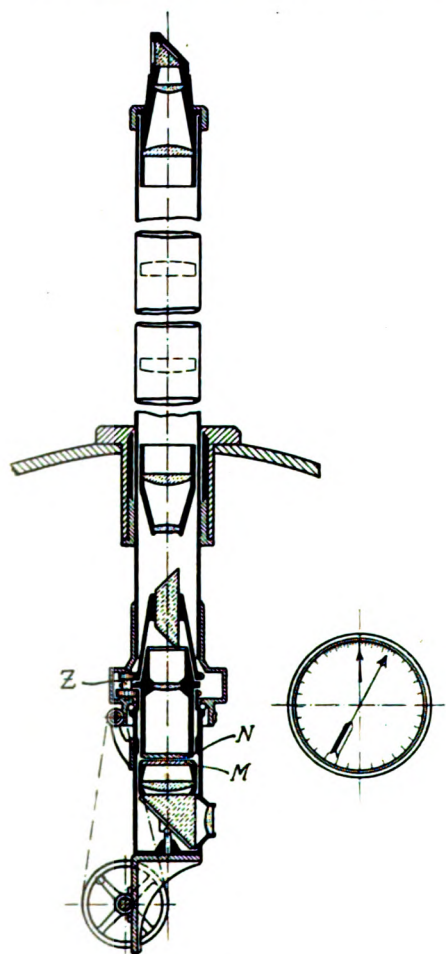


Fig. 17.

Panoramasehrohr mit Glashaube.

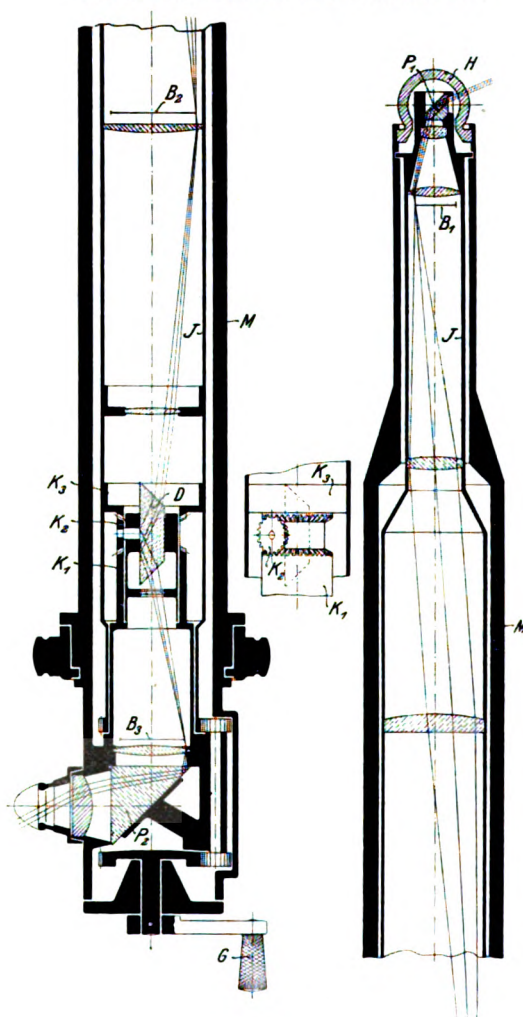


Fig. 18.

Abbildungen. M ist das nur in der Höhe verschiebbare Außenrohr, J das drehbare Innenrohr. Der Antrieb desselben erfolgt vermittle der am untersten Ende des Rohres liegenden Kurbel G , die derart angeordnet ist, daß sie stets in die Richtung des Reflektorkopfes zeigt. Man braucht also zur oberflächlichen Orientierung gar nicht erst nach dem Zeiger am Rande des Gesichtsfeldes zu sehen, da man es unmittelbar im Gefühl hat, wohin man gerade blickt.

Die Drehung des Aufrichteprismas D mit der halben Geschwindigkeit und im gleichen Sinn wie der Eintrittsreflektor P_1 erfolgt in einfachster Weise dadurch, daß seine Fassung als drehbarer Zylinder ausgebildet ist, der an der Seite das Kegelrad K_2 trägt. Dieses letztere rollt zwischen zwei anderen Kegelrädern, von denen das untere K_1 mit dem feststehenden Außenrohr M des Sehrohres in fester Verbindung steht, während das obere K_3 an dem den Eintrittsreflektor P_1 tragenden drehbaren Innenrohr J sitzt.

Dreht man nun mit Hilfe der Kurbel G unter Vermittlung der Zahnradübertragung das Innenrohr, so wälzt sich das an diesem sitzende Kegelrad K_3 auf dem Rad K_2 ab. Infolgedessen bewegt sich die Achse dieses letzteren und damit auch das Aufrichteprisma nur mit der halben Winkelgeschwindigkeit wie K_3 um die Längsachse des Sehrohres.

7. Bildaufrichtung durch Zylinderlinsen. Außer der Bildaufrichtung durch drehbare Prismensysteme gibt es auch noch eine andere, optisch außerordentlich interessante Lösung dieser Aufgabe. Man kann nämlich die geradsichtige einseitige Bildumkehrung auch durch ein System zweier Zylinderlinsen erreichen, die so angeordnet sind, daß ihre Brennnlinien zusammenfallen (D.R.P. 197 737/1906; Goerz, Berlin).

Einseitige Bildumkehrung durch zwei konfokale Zylinderlinsen.

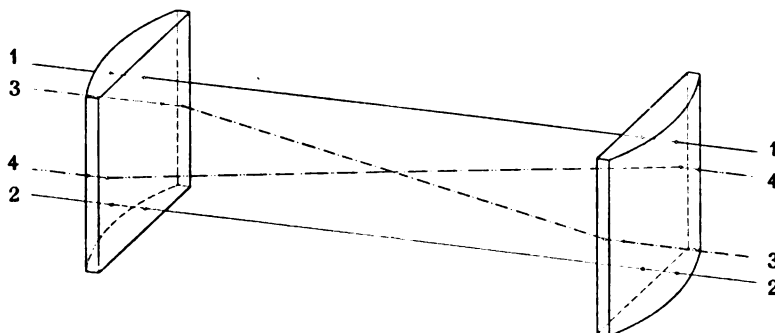


Fig. 19.

Die Wirkungsweise einer solchen Kombination ist in Fig. 19 dargestellt. Man sieht, daß in der einen Richtung, z. B. senkrecht zur Papierebene, die beiden Zylinderlinsen wirkungslos sind, indem die beiden Strahlen 1 und 2, die in dieser Ebene einfallen, durch beide Linsen hindurchgehen wie durch Planparallelplatten. Strahlen dagegen, die in einer dazu senkrechten Ebene einfallen, wie z. B. die beiden Strahlen 3 und 4, bleiben zwar nach dem Durchgang durch das System ebenfalls parallel zueinander, vertauschen aber ihre gegenseitige Lage beim Durchgang

durch die gemeinsame Brennnlinie. Die Folge davon ist, daß ein durch die Zylinderlinsen betrachtetes Bild nur nach einer Richtung eine Umkehrung erfährt, genau wie es bei der Spiegelung an der Hypotenusenfläche des Doveschen Prismas der Fall war. Infolgedessen kann auch dieses System zur Bildaufrichtung benutzt werden und seine Drehung muß ebenso wie dort mit der halben Winkelgeschwindigkeit des Reflektorkopfes erfolgen.

E. Omniskope.

1. Zusammenstellung mehrerer einzelner Sehrohre. Seit Beginn der Verwendung von Sehrohren auf Unterseebooten hatte man schon das Ziel im Auge, dem Beobachter ohne Drehen irgendwelcher Teile das ganze Bild des Horizonts gleichzeitig darzubieten. Man hat deswegen schon vorgeschlagen, im Kommandoturm des Unterseeboots eine größere Anzahl von Sehrohren aufzustellen, deren Blickrichtungen radial nach allen Seiten gehen (vgl. z. B. englisches Patent 27 044 C./1903, *Electric Boat Company*, New York). Dementsprechend befindet sich der Kopf des am Steuerrad stehenden Beobachters mitten zwischen den auf ihn zielenden Okularen (Fig. 21). Um den Fahrtwiderstand zu vermindern, sind sämtliche Sehrohre von einem gemeinsamen elliptischen Gehäuse umschlossen, das nur die Eintrittsreflektoren durchtreten läßt.

Eine derartige Anordnung ist jedoch für moderne Begriffe geradezu unmöglich, da man einmal im Kommandoturm ungemein viel Platz verliert und auch der Fahrtwiderstand unzulässig erhöht wird, ganz abgesehen von den hohen Kosten, die durch die Beschaffung von so vielen einzelnen Sehrohren verursacht würden.

2. Vereinigung mehrerer Sehrohre zu einem Instrument. Eine Verbesserung des obigen Gedankens bedeutete es bereits, als man versuchte, die sämtlichen Sehrohre zu einem einheitlichen Instrument zusammenzufassen (D.R.P. 192 793/1906; *S. Lake*, Berlin). Das nach vorwärts gerichtete Sehrohr, welches das Hauptbild liefern soll, ist zentral angeordnet und überragt die die Seitenbilder liefernden Sehrohre, deren Okulare unmittelbar neben dem des Hauptrohres liegen und, im Gegensatz zu früher, parallel zu diesem gerichtet sind. Natürlich muß dann durch besondere Prismensysteme dafür gesorgt sein, daß auch die Seitenbilder aufrechte Lage haben. Immerhin bleibt aber auch hier der Nachteil, den die Kombination mehrerer vollkommener Sehrohre hat, bestehen, daß man nämlich, um die verschiedenen Teile des Horizonts beobachten zu können, nacheinander in verschiedene Okulare blicken muß.

3. Vereinigung mehrerer Sehrohre mit einem gemeinsamen Okular. Dieser Nachteil ist nun vermieden durch eine Konstruktion, bei der sämtliche Bilder in dem Gesichtsfeld eines und desselben Okulars liegen (D. R. P. 173 551/1904; F. R e h m, Lichtenfels). Man ging hier von dem Gedanken aus, daß man im allgemeinen bloß nach einer Richtung ein genügend großes Bild nötig hätte, wäh-

Vergrößerungswechsel durch vorschaltbares galiläisches Fernrohr.

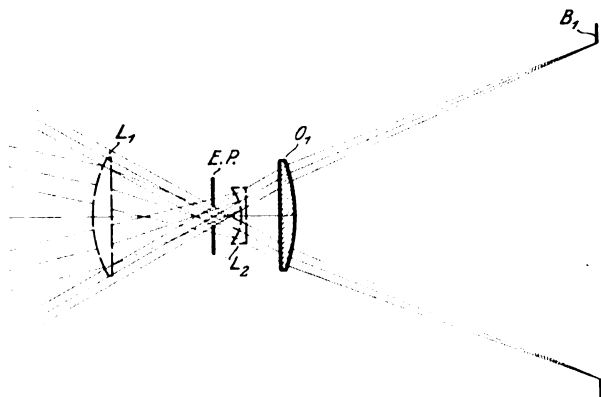


Fig. 20.

Gesichtsfeld eines mehrfachen Sehrohres mit einem Hauptbild und drei, verschiedenen Blickrichtungen zugehörigen Nebensbildern.

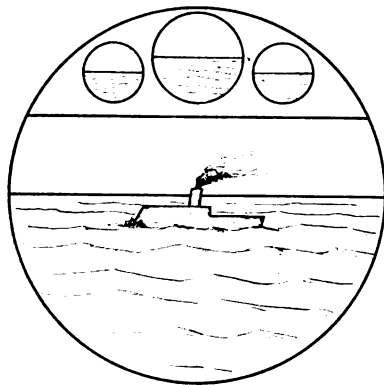


Fig. 22.

Einbau mehrerer radial gestellter Sehrohre.

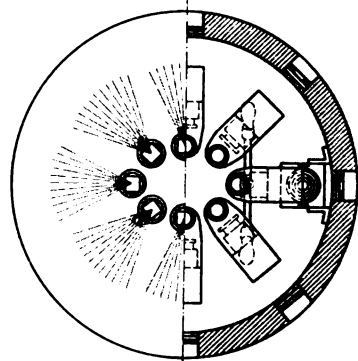
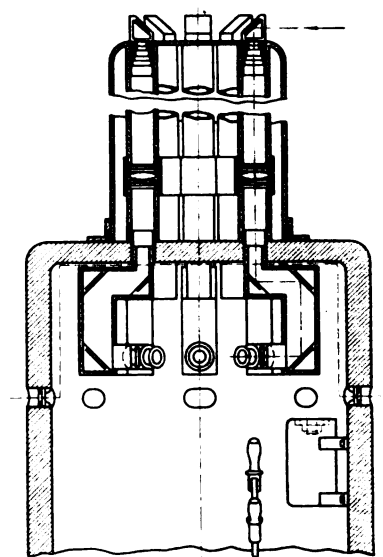


Fig. 21.

rend man sich nach den anderen Teilen des Horizonts mit kleineren Bildern begnügen könne, da diese ja nur dazu dienen sollen, den Beobachter auf etwa auftauchende neue Objekte aufmerksam zu machen. Es sind deshalb in das Rohr des das Hauptbild entwerfenden Sehrohres mehrere kleinere Sehrohre eingesetzt, deren Bilder im oberen Teil des Gesichtsfeldes des Hauptbildes

entworfen werden, so wie Fig. 22 schematisch andeutet, da man sich sagte, daß bei der Beobachtung der Himmel nur von untergeordneter Bedeutung sei und man also von diesem Teil des Gesichtsfeldes ein gewisses Stück für andere Zwecke abschneiden kann. Ein Nachteil dieser Konstruktion besteht aber darin, daß man verhältnismäßig viel Hilfssehrohre einbauen müßte, wenn man ein geschlossenes Bild des ganzen Horizonts haben wollte, denn selbst wenn man den kleinen Sehrohren nur die Vergrößerung 1 geben würde, so wären in diesem Fall außer dem Hauptsehrohr schon 5—6 Hilfssehrohre erforderlich. Abgesehen von der Komplikation und Verteuerung des Instruments würde man dann aber wieder einen großen Teil des Gesichtsfeldes des Hauptbildes einbüßen, oder man müßte die Vergrößerung der kleinen Hilfssehrohre noch weiter reduzieren.

Aus allen diesen Gründen haben sich derartige Instrumente nicht einzubürgern vermocht.

F. Ringbildsehrohre.

1. Mangins Perigraph und Periskop. In vollkommenster Weise wird der Zweck, den ganzen Horizont mit einem Male zu überblicken, erreicht, wenn man als Eintrittssystem des Sehrohrs eine sogenannte Ringspiegellinse wählt.

Die erste leidlich brauchbare Ringspiegellinse stammt von dem französischen Obersten *Mangin*¹⁾, der sie ursprünglich zur Herstellung photographischer Panoramabilder für topographische Zwecke erdacht hatte.

Anfänglich hatte Mangin einen ringförmigen, oberflächenreflektierenden Spiegel benutzt. Denkt man sich ein kleines Stück eines unendlich schmalen Konvexspiegels unter 45° gegen die Vertikale geneigt, so würde es von einem am Horizont gelegenen Objekt ein virtuelles Bild senkrecht über sich selbst entwerfen. Bewegte man dann dies schmale Spiegelstückchen um eine exzentrisch liegende vertikale Achse herum, bzw. stellte man einen spiegelnden Rotationskörper her, dessen Erzeugende der betrachtete unendlich schmale Konvexspiegel wäre, so müßte man über diesem spiegelnden Ring ein vollständig geschlossenes Bild des ganzen Horizonts erhalten.

In Wirklichkeit kann man nicht jeden beliebigen Kreisbogen als Erzeugende benutzen, da man, abgesehen von allen übrigen optischen Fehlern vor allen Dingen einen außerordentlich starken Astigmatismus erhalten würde. Die Lage des Krümmungsmittelpunkts der Erzeugenden in bezug auf die Drehachse muß deshalb in

¹⁾ Association française pour l'avancement des sciences. Compte rendu de la 7. Session Paris 1878. S. 339—349.

erster Linie so berechnet sein, daß der Astigmatismus vollkommen aufgehoben wird. Dies ist auch der Grund, weshalb Mangin einen negativen Ringspiegel verwandte, obwohl der Gedanke eines positiven Ringspiegels, der ein reelles, unmittelbar auffangbares Bild geliefert hätte, ihm näher liegen mußte. Er kam dann weiter zu dem Schluß, daß als Erzeugende streng genommen ein Stück eines Parabelbogens zu wählen sei, um die von einem unendlich entfernten Objekt herkommen- den Strahlenbündel aberrationsfrei abbilden zu können. In Wirklichkeit ersetzte er diesen jedoch durch den entsprechenden Krümmungskreis. Später ging Mangin auf einen Vorschlag des Majors de la Noë hin von der Verwendung von Oberflächen spiegeln ab, deren Nachteile ja zur Genüge bekannt sind, und gelangte so zu einer Ringspiegellinse, deren Querschnitt ein von drei Kreisbögen begrenztes Dreieck bildete.

Da ein solcher Ringspiegel bzw. eine solche Ringspiegellinse nur virtuelle Bilder liefert, setzte Mangin zentral darunter ein photographisches Objektiv, um so das virtuelle Ringbild als reelles auf einer photographischen Platte auffangen zu können.

Später wurde das Prinzip dieses Apparates auch zur Konstruktion von Sehrohren verwandt, indem an die Stelle der photographischen Platte ein Okular trat.

Mangin hatte jenen photographierenden Apparat mit Rücksicht auf seine Eigenschaften *Perigraph* genannt. Seit der Zeit jedoch, als man ihn zur visuellen Beobachtung verwandte, findet sich in der Literatur immer häufiger dafür das Wort *Periskop*. Leider hat sich dieses, ursprünglich nur eine einzelne Klasse von Sehrohren bezeichnende Wort späterhin ganz allgemein für Sehrohre eingebürgert, besonders in Deutschland. Zudem war bereits lange vorher, 1865, der gleiche Name von C. A. Steinheil einem ganz bestimmten photographischen Objektiv beigelegt worden, das unter dieser Bezeichnung auch heute noch recht verbreitet ist. Man sollte deswegen dahin streben, das Wort *Periskop* bei den Sehrohren wenn auch nicht ganz zu vermeiden, so doch wenigstens auf seine ursprüngliche Bedeutung zu beschränken.

2. Ringspiegellinse von Aldis. Infolge des Interesses, das in der neuesten Zeit der Entwicklung der Sehrohre entgegengebracht wurde, wurde auch das schon fast in Vergessenheit geratene Ringbildsehrohr wieder aktuell. Das Verdienst, die Aufmerksamkeit wieder auf die Ringbildsehrohre gelenkt zu haben, gebührt den Engländern. Es ist hier eine Ringspiegellinse zu erwähnen, bei der den Hauptstrahlen ein aberrationsfreier Verlauf gegeben ist. Die Bedingung hierfür ist, daß die spiegelnde Oberfläche von einem Rotations-Hyperboloid ge-

bildet wird, sofern man die die Ringspiegellinse einschließenden Kugelflächen passend wählt (Engl. Patent 15 188/1908 und D. R. P. 230 703/1909; The Improved Periscope Limited, London).

Jedoch ist dann keine Möglichkeit vorhanden, die sphärische Aberration zu heben, d. h. alle von einem Objektpunkt herkommenden Strahlen auch wieder in einem Bildpunkt zu vereinigen. Es erscheint deshalb richtiger, das Hauptaugenmerk hierauf zu richten, besonders da man den Gang der Hauptstrahlen auch auf andere Weise beeinflussen kann.

3. Sphärisch korrigierte Ringspiegellinse. Eine Ringspiegellinse, die den genannten Bedingungen entspricht, ist in Fig. 23 dargestellt (D. R. P. 246 761/1911; Goerz; Berlin). Die Innenfläche 2 ist die Spiegelfläche, 1 ist eine Kugelfläche, und 3 eine Planfläche. Die kugelförmige Eintrittsfläche 1 erzeugt von dem unendlich entfernten Objektpunkt ein Bild in dem dahinterliegenden Punkt 4, und erst dieses Bild dient dann wieder als Objekt für die Spiegelfläche 2, so daß das schließliche virtuelle Bild im Punkt 5 liegt. Infolgedessen ist es erforderlich, als Erzeugende für den Ringspiegel 2 eine exzentrisch gestellte Ellipse mit den beiden Brennpunkten 4 und 5 zu nehmen, da nur dann der Punkt 5 genügend aberrationsfrei erscheint. Durch passende Wahl des Durchmessers der Ringspiegellinse bei gegebener Brennweite läßt sich auch der Astigmatismus vollkommen beseitigen. Nimmt man auch als Eintrittsfläche eine deformierte Fläche bestimmter Art, so ist es möglich, auch noch deren geringe Aberration zu beseitigen. Naturgemäß ist es außerordentlich schwierig, derartige deformierte Flächen mit genügender Präzision herzustellen.

**Sphärisch korrigierte
Ringspiegellinse.**

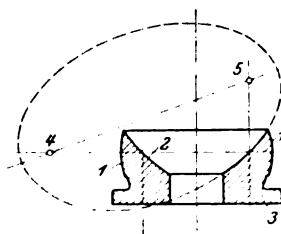


Fig. 23.

4. Kombiniertes Ringbildsehrohr. Mit einer solchen Ringbildlinse läßt sich nun ein Sehrohr bauen, das den ganzen Horizont mit einem Mal als Ring abbildet und das gleichzeitig noch mit einem gewöhnlichen Sehrohr kombiniert ist zum Zweck, in dem vom Ringbild umschlossenen sonst unbenutzten Raum einen Teil des Horizonts nochmals in größerem Maßstabe erscheinen zu lassen. Man sieht dann im Okular ein Bild der Art, wie es Fig. 24 zeigt. Der in der Mitte erscheinende Teil ist derselbe, den man senkrecht darüber in dem Ringbild verkleinert erblickt. Dreht man das ganze Sehrohr nach einem anderen Punkte des Horizonts, so erscheint, ganz wie bei einem gewöhnlichen Sehrohre, auch wieder dieser Teil des Horizonts in dem mittleren Gesichtsfeld. Gleichzeitig dreht sich das ganze Ringbild in seiner Ebene soweit herum, daß wieder die

entsprechenden Teile beider Bilder übereinanderstehen. Man kann also ein solches kombiniertes Ringbildsehrohr ebenso benutzen, wie ein gewöhnliches Sehrohr, hat aber gleichzeitig den Vorteil, daß man zur allgemeinen Orientierung stets den ganzen Horizont auf einmal, wenn auch stark verkleinert, am Rand des Bildfeldes übersehen kann.

Gesichtsfeld eines kombinierten Ring-Mittelbildsehrohrs.

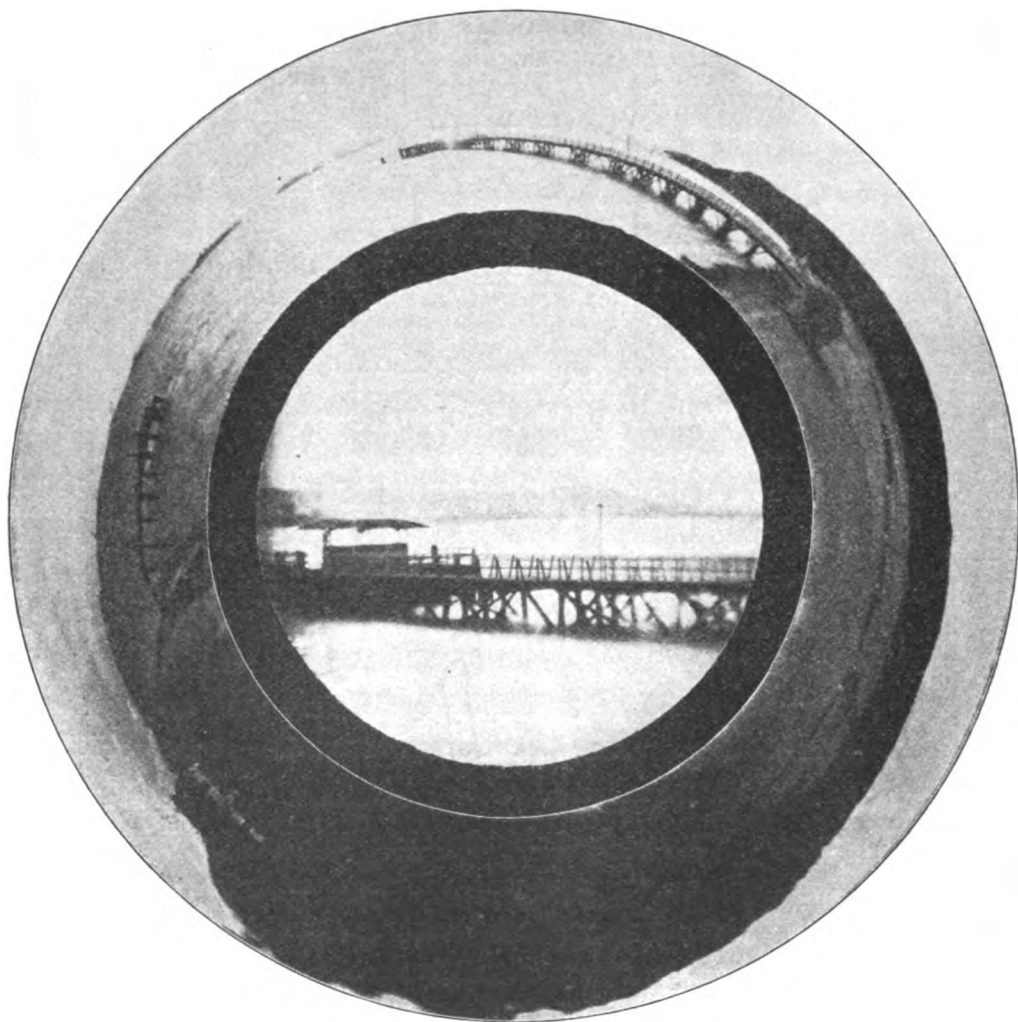


Fig. 24.

Den Bau eines derartigen kombinierten Ringbildsehrohrs (D.R.P.244515/1910; Goerz, Berlin) veranschaulicht Fig. 25. R stellt die Ringbildlinse dar, die von dem ganzen Horizont das virtuelle ringförmige Bild B'_1 entwirft; dieses vertritt dann die Stelle des sonst in der obersten Bildebene liegenden Bildes, wird also durch

die Umkehrlinsen U_1 U_2 genau wie beim gewöhnlichen Sehrohr in die untere Bildebene B'_2 abgebildet und durch die Okularlinsen C_2 und O_2 betrachtet. Soll außerdem in dem innern Teil des Ringbildes ein gewöhnliches Bild erscheinen, so muß

Binokulares Sehrohr aus zwei miteinander verbundenen einzelnen Sehrohren.

Kombiniertes Ring-Mittelbild-Sehrohr.

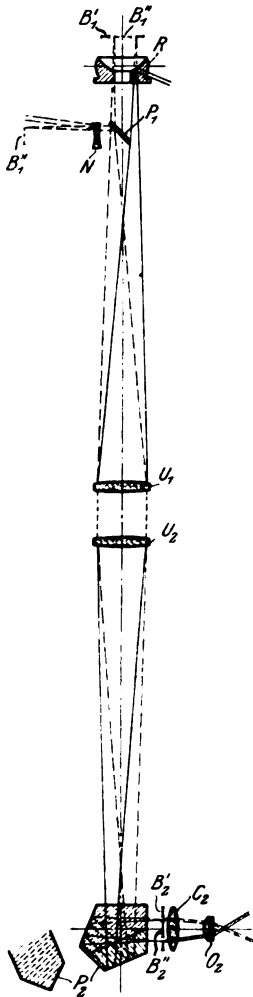


Fig. 25.

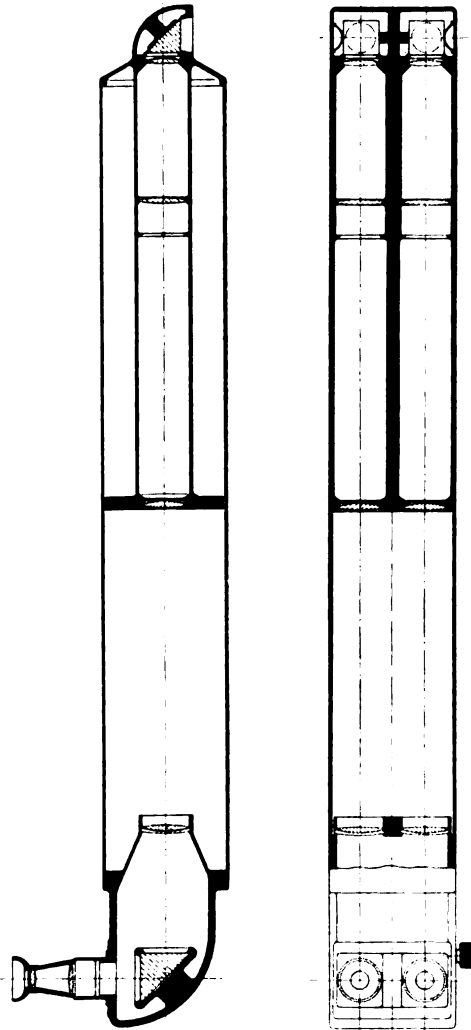


Fig. 26.

das Eintrittsobjektiv dieses ebenfalls in die Ebene des Bildes B'_1 projizieren. Einen besonders günstigen Aufbau erhält man dann, wenn man als Eintrittsobjektiv in diesem Falle eine Negativlinse N benutzt und durch einen Spiegel P_1 das durch sie hindurchgetretene Licht nach unten in das Sehrohr lenkt. Das zentrale Bild

B''_1 wird dann von dem Umkehrsystem $U_1 U_2$ ebenso wie das Ringbild B'_1 in die Blendenebene des Okulars projiziert.

Früher versuchte man die Aufgabe, den besonders interessierenden Teil des Horizonts in genügender Größe sehen zu können, dadurch zu lösen, daß man am unteren Ende des Sehrohrs einen Okularrevolver mit zwei Okularen anbrachte, einem solchen von längerer Brennweite zum Betrachten des gesamten Ringbildes und einem zweiten von geringerer Brennweite, das sich im Kreis vor dem ganzen Ringbild herum bewegen läßt und mit dem man einen Ausschnitt aus dem gesamten Ringbild in genügender Vergrößerung beobachten kann. Ein Nachteil dieser Konstruktion ist jedoch der, daß man während der Betrachtung des großen Bildes nicht mehr gleichzeitig den ganzen Horizont vor sich hat, daß man ferner auf diese Weise auch das vergrößerte Bild verzerrt sieht, und daß überhaupt die Güte des vergrößerten Bildes eine recht geringe ist.

5. Verzeichnung der Ringbilder. Naturgemäß hat jedes ringförmige Bild des gesamten Horizonts eine starke Verzeichnung, die deswegen unvermeidlich ist, weil ja wie in einem Rundgemälde der Horizont scheinbar auf einer Kugelfläche liegt, in deren Mittelpunkt der Beobachter steht. Bei der Abbildung im Ringbildsehrohr muß nun diese Kugelfläche in einen ebenen Kreisring umprojiziert werden, so daß z. B. alle Linien, die vorher vertikal standen, jetzt radial vom Mittelpunkt des Kreisringes aus verlaufen. Trotzdem kann man in gewissem Sinne von einer Verzeichnungsfreiheit der Ringspiegellinse reden, wenn man nämlich als Objekte nur solche im Horizont und von unendlich geringer Höhe und Breite betrachtet und verlangt, daß das Verhältnis dieser beiden Dimensionen zueinander ungeändert bleibe.

So bestechend auch im ersten Moment der Gedanke ist, den ganzen Horizont auf einmal überblicken zu können, so scheinen sich doch die Ringbildsehrohre auf die Dauer nicht einzubürgern. Denn einmal kann man diesen Vorteil des Ringbildes nicht voll ausnutzen, weil es unter allen Umständen gegenüber dem freien Sehen verkleinert sein muß. Außerdem kann man ja mit dem Gesichtsfeld des Okulars über eine gewisse Größe, im allgemeinen 60 bis 65 Grad, nicht gut hinausgehen, so daß also für das Hauptbild nur ein kleinerer Teil übrig bleibt als bei einem gewöhnlichen Sehrohr. Schließlich ist aber auch die Orientierung in dem verzerrten Bild des Horizonts recht schwierig. Denkt man sich z. B., ein Unterseeboot wolle sich in der Nähe feindlicher Schiffe nur auf einen möglichst kurzen Moment vermittels eines Sehrohrs orientieren, so dürfte es geradezu unmöglich sein, wegen der Verzerrungen des Bildes und der verschiedenen Neigung der einzelnen Teile rasch einen Überblick über die Situation zu gewinnen.

G. Binokulare Sehrohre.

1. Kombination zweier einzelner Sehrohre. Beim Mattscheibensehrohr war bereits darauf hingewiesen worden, daß es eine wesentliche Erleichterung für den Beobachter bietet, gleichzeitig mit zwei Augen beobachten zu können. Man hat deswegen auch versucht, die Sehrohre genau wie ein Doppelfernrohr binokular zu bauen, so daß jedem Auge sein besonderes Okularbild dargeboten wird. Man erreicht auf diese Art neben dem zwangsfreieren Sehen gleichzeitig auch eine größere Helligkeit, da die von den beiden Augen wahrgenommenen Bilder sich gegenseitig unterstützen.

In optischer Beziehung am einfachsten ist es, wenn man zwei Sehrohre auf ihrer ganzen Länge nebeneinander herführt und in ein gemeinsames Umhüllungsrohr einschließt. Hierbei hat man jedoch bedeutend größere Rohrdurchmesser nötig, als sie für heutige Begriffe erlaubt sind. Man kann deshalb dieses Hilfsmittel nur bei Instrumenten geringer Länge anwenden. Ein solches ist in Fig. 26 schematisch dargestellt. Man sieht, daß jedes der beiden Teilsehrohre die gleiche Optik enthält, wie sie oben für ein gewöhnliches Sehrohr als normal angegeben war.

Bei einem solchen binokularen Instrument muß jedoch noch eine Einrichtung vorhanden sein, um den Okularabstand dem Augenabstand des Beobachters anpassen zu können. Zu diesem Zweck bewegen sich beide Okulare oder auch nur eines derselben in einem Schlitten, so daß man mittels des auf der rechten Seite sitzenden Triebknopfes ihre gegenseitige Entfernung verstellen kann. Gleichzeitig müssen dann im Innern Einrichtungen vorhanden sein, die trotz der Verschiebung der Okulare die optischen Achsen stets parallel zueinander halten.

Leider lassen sich auf diese Weise nur Sehrohre verhältnismäßig geringer Länge bauen, da sonst naturgemäß der Durchmesser unzulässig groß würde.

2. Teilung der Strahlenbündel. Anstatt nun zwei getrennte Sehrohre zu verwenden, kann man auch die von einem einzigen Objektiv herkommenden Strahlen durch eine an passender Stelle eingeschobene Teilungsvorrichtung in zwei Bündel spalten und erst diese getrennten Okularen zuführen. In Fig. 27 sind drei verschiedene Möglichkeiten einer solchen Teilung der Büschel dargestellt. In allen drei Fällen sei z. B. die im Querschnitt gezeichnete oberste Linse die letzte Linse des Umkehrsystems, entsprechend der Linse U_2 in den früheren Figuren. Bei der Ausführung nach Fig. 27 a sind hinter diese Linse zwei rhombische Prismen gesetzt, von denen jedes die Hälfte der aus jener Linse austretenden Strahlen aufnimmt und nach entgegengesetzten Seiten weiterleitet. Wie früher beschrieben, ist die Linse U_2 maßgebend für die Form und Größe der Aus-

trittspupille, da also nunmehr für jede Fernrohrhälfte nur die Hälfte der Linse U_2 zur Wirksamkeit kommt, erhält man hinter den Okularen keine runden, sondern nur halbkreisförmig nach verschiedenen Seiten stehende Austrittspupillen. Statt die Prismen Kopf an Kopf aneinander stoßen zu lassen, kann man sie auch halb so breit machen und dafür nebeneinander anordnen, so wie dies in Fig. 27b dargestellt ist. In diesem Falle wird das Objektiv U_2 in einer anderen Richtung geteilt, so daß die beiden halbkreisförmigen Austrittspupillen gegen vorher um 90° gedreht erscheinen.

Teilung der von einem gemeinsamen Objektiv herkommenden Strahlenbündel und Zuführung zu zwei getrennten Okularen.

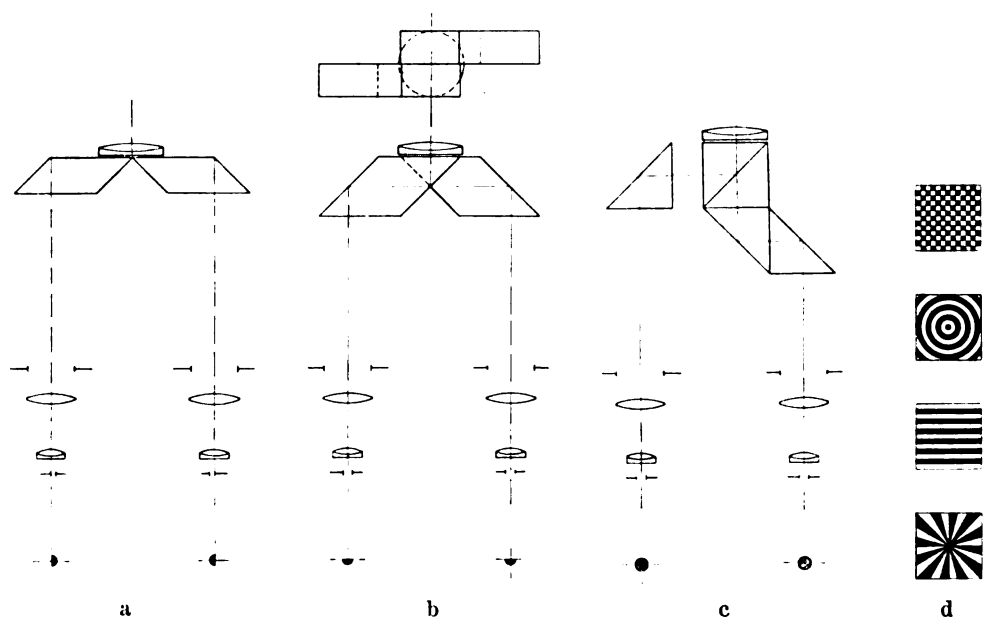


Fig. 27.

Eine wesentlich andere, bisweilen ebenfalls benutzte Art der Teilung der Bündel zeigt Fig. 27c. Die Teilung erfolgt hier dadurch, daß hinter dem Objektiv U_2 eine zwischen zwei rechtwinkligen Prismen eingekittete Spiegelfläche angeordnet ist, die jedoch nach einem bestimmten Muster unterbrochen ist. Verschiedene Formen dieser Spiegelfläche sind unter d dargestellt. Die Strahlen, die von dem Objektiv U_2 kommen, werden an den versilberten Stellen der Trennungsfläche beider Prismen nach links reflektiert, während sie an den Stellen, wo die Versilberung fehlt, frei hindurchtreten und von den darunter befindlichen Prismen nach dem rechten Okular gelenkt werden.

Ein Nachteil dieser Anordnung c ist jedoch der, daß infolge der an den Rändern der Trennungsflächen entstehenden Beugungserscheinungen die Bildschärfe

leidet, ferner, daß die Helligkeit der gesehenen Bilder nur halb so groß ist, wie wenn man durch das Sehrohr frei hindurchblicken könnte. Bei den beiden Anordnungen a und b wird nämlich bei hellem Wetter die Augenpupille des Beobachters meist einen kleineren Durchmesser haben als die Breite der halbkreisförmigen Austrittspupille, so daß sein Auge vollkommen mit Licht ausgefüllt erscheint, während bei der Anordnung nach c infolge der sehr feinen Unterteilung die Augenpupille des Beobachters unter allen Umständen entsprechend der Form der Teilungsfläche abgeblendet wird.

H. Sehrohre mit eingebautem Kompaß.

Zur Ermittlung des magnetischen Azimutes, unter dem ein Objekt von dem Unterseeboot aus erscheint, hat man auch versucht, in das Sehrohr einen Kompaß

Sehrohr mit eingebautem Magnetkompaß.

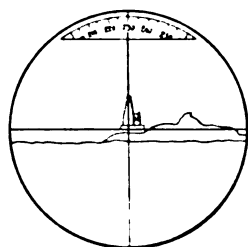
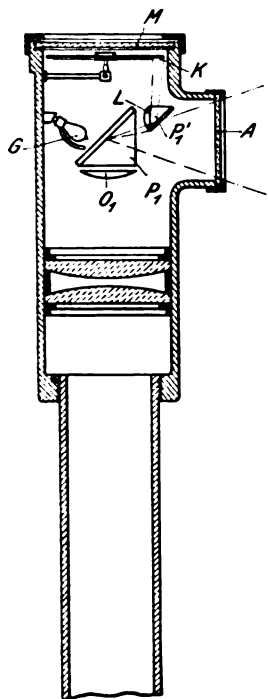


Fig. 28.

einzubauen (vgl. z. B. österr. Patent 57 588/1911; Electric Boat Company, New York). Bei dieser Konstruktion ist im Kopf des Sehrohrs über dem Eintrittsreflektor P_1 eine Kompaßrose K angebracht (Fig. 28), die durch eine darüber liegende Mattscheibe M oder bei Dunkelheit durch eine Glühlampe G beleuchtet werden kann. Vermittels des kleinen Prismas P_1' und einer Collimatorlinse L wird der vordere Rand der Kompaßrose auf unendlich projiziert, da er sonst nicht gleichzeitig mit dem praktisch gleichfalls in unendlicher Entfernung befindlichen Objekt scharf abgebildet werden könnte. In dem Gesichtsfeld sieht man dann

einen kleinen Teil vom Himmel abgetrennt, in dem der in der Blickrichtung liegende Ausschnitt der Kompaßrose erscheint. Ein durch die Mitte des Gesichtsfeldes hindurchgehender Vertikalfaden gestattet, das anvisierte Objekt einzustellen und gleichzeitig die Stellung des Kompasses zu ihm abzulesen. Bringt man das Sehrohr in die Richtung der Bootsachse, so liest man den magnetischen Kurs des Unterseeboots ab.

Der Einbau des Magnetkompasses in den Kopf eines Sehrohrs bietet den Vorteil, daß er auf diese Art möglichst weit von den Eisenmassen des Untersee-

boots entfernt zu liegen kommt, während er im Innern des Boots selbst bekanntlich vollkommen unbrauchbar wird. Man kann ihn deshalb im Notfall zur Kontrolle des Kreiselkompasses heranziehen. Allerdings kann es sich hierbei wegen des beschränkten Rohrdurchmessers immer nur um relativ kleine Kompassse mit entsprechend geringer Richtkraft handeln.

Unter Umständen kann es auch zweckmäßig erscheinen, dem am Sehrohr stehenden Beobachter den gesteuerten Kurs ständig sichtbar zu machen. In diesem Fall muß man eine Tochterrose des Kreiselkompasses in das Okulargesichtsfeld einbauen, weil diese ihre Anzeige mit der Stellung des Sehrohrs nicht ändert.

J. Vorrichtungen zur Entfernungsbestimmung.

1. Telemeterplatten. Bereits zu Anfang ist darauf hingewiesen worden, wie wichtig es ist, mit Hilfe des Sehrohrs auch Entfernungen schätzen zu können. Nun ist ja zur Genüge bekannt, daß eine richtige Entfernungsschätzung ohne jegliche Hilfsmittel schon beim freien Sehen außerordentlich schwierig, ja für manche Menschen geradezu unmöglich ist. Beim einäugigen Sehen durch ein optisches Instrument ist dies jedoch in noch viel höherem Maße der Fall. Andererseits ist die genaue Kenntnis der Entfernungen für viele Zwecke, insbesondere auch für das Abfeuern der Torpedos unerlässlich. Einen Entfernungsmesser von genügender Basis mit dem Sehrohr zu verbinden, stößt nun aber auf erhebliche Schwierigkeiten, sofern man nicht Konstruktionen anwenden will, bei deren Gebrauch man Gefahr laufen könnte, vom Gegner vorzeitig gesehen zu werden.

Man begnügt sich deswegen im allgemeinen damit, die Entfernungen aus der Größe des Bildes bei bekannter Größe des Zieles zu bestimmen (Entfernungsmessung mit Basis am Ziel). Man bringt zu diesem Zweck in der Okularbildebene eine sogenannte Telemeterplatte an, d. h. eine planparallele Glasplatte, auf der eine Teilung bestimmter Art eingätzt ist. Fig. 29 zeigt vier verschiedene Ausführungsformen solcher Telemeterplatten. Ursprünglich wählte man gewöhnliche Gradteilungen (a). Richtet man ein mit einer solchen Platte versehenes Sehrohr auf ein Objekt, derart, daß dessen Bild auf eine der beiden Teilungen zu liegen kommt, so kann man seine „scheinbare Größe“, d. h. den Winkel, den man von seinem Standort aus nach den beiden Endpunkten des Objektes gezogen denken kann, unmittelbar in Graden ablesen. Die beiden Schenkel dieses Winkels schließen zusammen mit dem anvisierten Objekt ein gleichschenkliges Dreieck ein. Ist also auch die wahre Größe des gesehenen Objektes bekannt, z. B. die Schornsteinhöhe eines Schiffes, so ist damit auch das ganze Dreieck bestimmt.

Die Auswertung dieses Entfernungsdreiecks läßt sich aber wesentlich bequemer und anschaulicher gestalten, wenn die Teilung der Telemeterplatte in Prozenten erfolgt (b), d. h. sie gestattet dann unmittelbar abzulesen, wie groß das anvisierte Objekt in Prozenten seiner Entfernung ist. Werden also z. B. von der Strecke Oberkante Schornstein bis Wasserlinie 5 Teilungsintervalle überdeckt, so bedeutet dies, daß die Schornsteinhöhe 5% der momentanen Entfernung beträgt, oder umgekehrt, daß die Entfernung 20 mal so groß ist als diese Schornsteinhöhe.

Um für die Beobachtung, die doch die Hauptaufgabe des Sehrohrs bildet, die Mitte des Gesichtsfeldes möglichst frei zu halten, sind bei der Ausführungsform

Telemeterplatten.

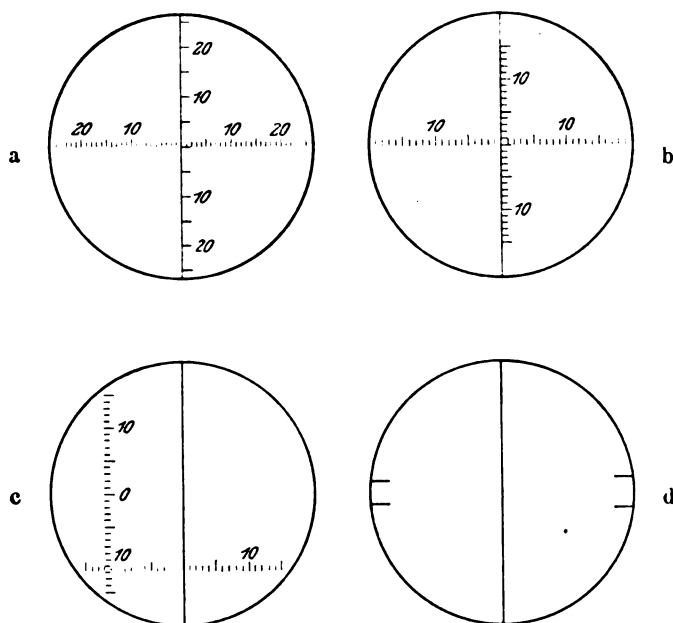


Fig. 29.

nach c die Teilungen nach dem Rand hin gelegt. Man kann aber noch weiter gehen und die beiden senkrecht zueinander stehenden Skalen auf getrennten, durch Schrauben verschiebbaren Platten anbringen, so daß man für gewöhnlich das Gesichtsfeld ganz frei hat und nur zum Zweck der Messung die eine oder die andere Skala nach der gewünschten Stelle zu bewegen braucht.

Schließlich kann man sogar die vollständigen Teilungen ganz weglassen, und nur, wie bei d, ein paar Meßmarken am Rand des Gesichtsfeldes anbringen, die einer bestimmten Schornsteinhöhe in bestimmter Entfernung entsprechen. Weicht die Bildgröße des Zieles von jener Markenentfernung ab, so kann man sie nach diesem Anhalt immerhin einigermaßen schätzen.

2. Fadenmikrometer. Genauere Resultate ohne den Nachteil zu vieler Striche im Gesichtsfeld erhält man, wenn man in der Bildebene des Sehrohres zwei durch eine Mikrometerschraube gegeneinander bewegliche Fäden anordnet. Die Entfernung der Fäden kann dann an einer Trommel oder an einer am Rande des Okulargesichtsfeldes angebrachten Skala abgelesen werden.

Immerhin haben alle diese Methoden den Nachteil, daß infolge der Schwankungen des Schiffes das gesehene Bild gegen die Skala in beständiger Bewegung ist, so daß es doch schon ziemlicher Übung bedarf, um seine Länge richtig schätzen zu können.

3. Doppelbildmikrometer. Von diesem Übelstand frei sind die sogenannten Doppelbildmikrometer, bei denen man im Okular zwei getrennte Bilder desselben Objekts sieht. Die Einstellung geschieht dann dadurch, daß man das eine Bild meßbar soweit gegen das andere verschiebt, bis z. B. der Fußpunkt des Zieles im einen Bild gerade den Kopf desselben im andern Bilde berührt; es dient also gewissermaßen jedes der Bilder als Meßmarke für das andere. Die hierzu erforderliche Verschiebung ist dann wieder ein Maß für den Gesichtswinkel, unter dem das Ziel erscheint. Da beide Bilder bei einer Bewegung des Sehrohrs sich im Gesichtsfeld des Okulars um gleiche Beträge bewegen, bleibt ihr gegenseitiger Abstand unverändert, so daß man auch bei stärkeren Schwankungen noch sicher messen kann.

Die Teilung des Okularbildes in zwei getrennte Einzelbilder kann auf verschiedene Weise erfolgen. Bei den älteren Doppelbildmikrometern, die ursprünglich zu astronomischen Messungen verwandt wurden, erzeugte man zwei auf der ganzen Fläche des Gesichtsfeldes sich überdeckende Bilder. Für terrestrische Messungen ist es jedoch zweckmäßiger, die beiden Bilder nur in einer schmalen Zone sich übergreifen zu lassen, in der die Einstellung erfolgt, während der weit-aus größte Teil des Gesichtsfeldes sein normales Aussehen behält.

Ein solches Instrument (Goerz, Berlin) zeigt Fig. 30. Der Apparat, der vor das Okular aufgesteckt wird, besitzt als wesentlichsten Bestandteil zwei kreisförmige Glaskeile von gleichem Brechungswinkel, die durch einen Trieb gegeneinander verdreht werden können. In der Nullage nehmen beide Keile die entgegengesetzte Lage ein, so daß die Ablenkung, die der eine Keil hervorbringen würde, durch die des andern wieder aufgehoben wird. Man sieht also bei dieser Stellung der Keilkombination durch sie hindurch wie durch eine gewöhnliche Planparallelplatte. Dreht man aber die beiden Glaskeile gegeneinander um 180°, so addieren sich ihre Wirkungen, d. h. ein durch sie gesehenes Bild würde

um einen gewissen Winkelbetrag verschoben erscheinen. Diese vorgesetzte Glaskeilkombination verdeckt jedoch das Okular nur zur Hälfte. In der Nullage sieht man also das Bild unverändert, nur der kreisförmige Rand der Keile würde als verwaschene Linie das Gesichtsfeld durchschneiden. Dreht man dann die beiden

Doppelbildmikrometer zur Entfernungsmessung mit „Basis am Ziel“.

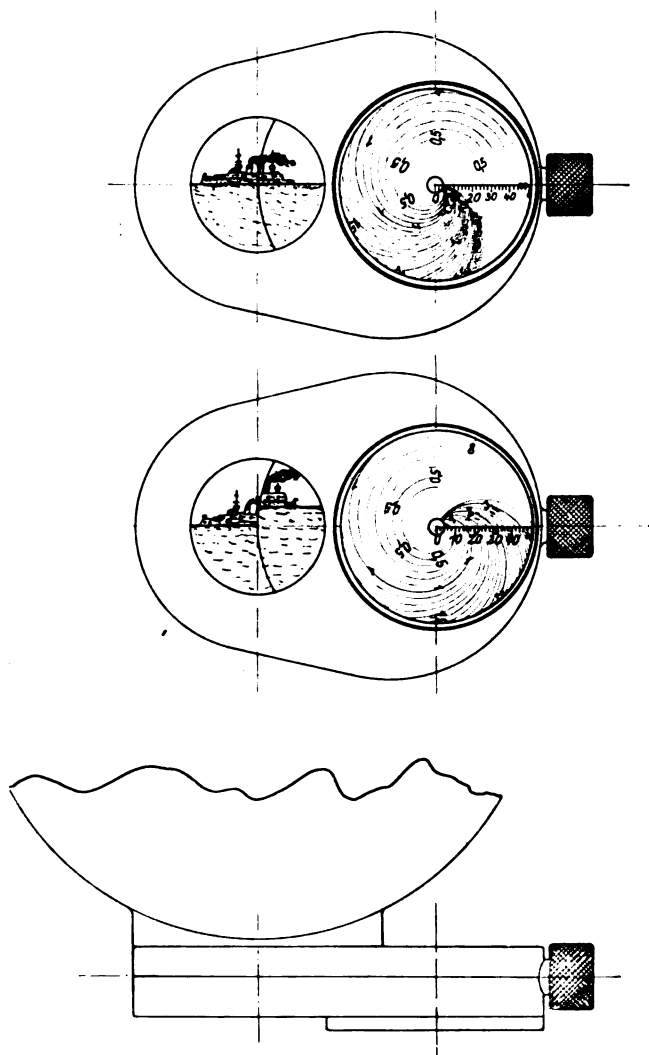


Fig. 30.

Keile gegeneinander, so wird der von ihnen beeinflusste rechte Teil des Gesichtsfeldes gegenüber dem direkt gesehenen linken Teil gehoben oder gesenkt erscheinen und die Größe der Drehung gibt ein Maß für die Verschiebung der einen Bildhälfte gegen die andere, also auch für die scheinbare Größe des anvisierten Zieles.

Um jedoch die dann noch übrigbleibende, wenn auch einfache Rechnung zu ersparen, ist an Stelle einer Teilungstrommel eine Scheibe mit einer Kurvenschar angesetzt. Jede Kurve entspricht einer bestimmten Entfernung. Davor befindet sich fest eine horizontale Skala für die in Frage kommenden Zielgrößen. Kennt man also diese letztere, so kann man an dieser Stelle die Entfernung unmittelbar ablesen.

Um schließlich noch einen Überblick über die Dimensionen und optischen Daten der zurzeit gebräuchlichen Sehrohre zu geben, sei noch folgende Tabelle mitgeteilt:

Bezeichnung	Länge	Außen-Durchm.	Vergrößerung V	Wahres Gesichtsfeld	Austrittspupille
Einfache Sehrohre	bis 7,5 m	75 bis 150 mm	scheinbar natürliche Größe	bis 65°	4 bis 10 mm
Panorama-Sehrohre					
Bifokale Sehrohre			scheinbar natürliche und 3- bis 6 fache	bis 65° bzw. 65°/V	
Mattscheiben-Sehrohre			annähernd natürliche Größe	bis 40°	
Kombinierte Okular- } Sehrohre			scheinbar natürliche verkleinert	bis 50°	bis 6 mm
Mattscheiben- }					
Bifokale Okular- } Sehrohre	bis 7,5 m	75 bis 150 mm	scheinbar natürliche und 3- bis 6 fache verkleinert	bis 50°	
Mattscheiben- }					
Kombinierte Ring- } Sehrohre			stark verkleinert	360° u. 30°	
Mittelbild- }			scheinbar natürliche		

Alle in dieser Tabelle enthaltenen Zahlen sollen natürlich nur einen ungefähren Anhalt über die Größenordnung der betreffenden Dimensionen geben.

Diskussion.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley :

Wünscht jemand das Wort zu dem Vortrage des Herrn Dr. Weidert? — Das Wort wird nicht gewünscht. Dann habe ich Herrn Dr. Weidert nur noch unseren Dank auszusprechen. Herr Dr. Weidert hat uns auf ein Gebiet geführt, welches uns, den Schiffsbauern und Maschinenbauern, etwas fern liegt. Aber dank seiner klaren Ausdrucksweise und dank der vorzüglichen instruktiven Bilder ist es ihm gelungen, uns einen Einblick in die Werkstatt seines Schaffens zu gewähren. Für alle Mühe und alle Arbeit, der er sich in unserem Interesse für seinen Vortrag unterzogen hat, spreche ich ihm unseren wärmsten Dank aus. (Lebhafter Beifall.)

XI. Beziehungen zwischen Luftschiffbau und Schiffbau.

*Von Marinebaumeister **Felix Pietsker** [$\frac{1}{4}$] - Berlin.*

Daß die beiden Gebiete Luftschiffbau und Schiffbau vielerlei miteinander zu tun haben, ist schon im Namen ausgedrückt und auch öfters in der Fachliteratur betont. Ich möchte nur auf einen Aufsatz von Geheimrat Flamm hinweisen, der schon vor einigen Jahren diese Tatsache kurz darlegte, und weiter darauf, daß in dieser Gesellschaft in der Diskussion einmal angeregt wurde, ob es sich nicht empfehle, das ganze Gebiet des Luftschiffbaues mit in das Arbeitsgebiet der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu übernehmen. Diese Anregung ist nicht verwirklicht. Es ist eine besondere Schwestergesellschaft der Schiffbautechnischen Gesellschaft entstanden, die wissenschaftliche Gesellschaft für Flugtechnik, und das ist auch sicher im allgemeinen als eine richtige Lösung zu bezeichnen. Die Gebiete weisen doch mancherlei Verschiedenheiten auf, besonders da der Luftschiffbau eng verbunden ist mit dem Flugzeugbau, und bei der raschen Entwicklung, in der sich diese beiden Gebiete befinden, würde es der Schiffbautechnischen Gesellschaft wohl nicht möglich gewesen sein, ihnen in ihren Versammlungen und in ihren Jahrbüchern den Raum einzuräumen, dessen sie bedürfen. Aber eine ganze Reihe von Berührungspunkten bleibt bestehen, besonders wissenschaftlicher Art, und ich möchte es daher in dem heutigen Vortrag unternehmen, von diesen Berührungspunkten ein Bild zu geben, wobei ich naturgemäß vor diesem Forum von Schiffbauern stärker die luftschiffbauliche Seite der Verhältnisse betone und vielleicht auch in einigen Punkten über die vergleichende Betrachtung hinaus dem Schiffbauer ein Bild geben möchte, wie sich die gesamten Grundlagen des Luftschiffbaues gestalten. Dies Bild ergibt sich, wenn man die Begriffe, die uns Schiffbauern als Grundlagen der Konstruktion dienen, der Reihe nach betrachtet und sich vergegenwärtigt, wie diese Begriffe im Luftschiffbau verwirklicht sind und welche Folgerungen sich aus ihrer anderen Ausgestaltung gegenüber dem Schiffbau ergeben.

I. Displacement.

Daß ein Luftschiff schwimmt, beruht natürlich auf demselben Grundprinzip, wie im Wasser. Im Wasser gestaltet sich dies sehr einfach. 1 cbm bedeutet rund eine Tonne. Das Luftgewicht ist so klein gegenüber dem Wassergewicht, daß es keiner Berücksichtigung bedarf, und das Gewicht des Wassers ist in allen Tiefen, die praktisch auch für untergetauchte Körper in Betracht kommen, annähernd dasselbe. In der Luft liegen die Verhältnisse erheblich komplizierter, und zwar sowohl schon für das einfache Schwimmen bei der Abfahrt als auch noch besonders für den Wechsel der Kräfte im Verlauf der Fahrt.

1. Die Verhältnisse bei der Abfahrt.

Das Displacement in der Luft wird dadurch hergestellt, daß Hohlräume, Gasräume ausgefüllt werden mit einem Gase, das spezifisch leichter ist als Luft und das natürlich möglichst leicht sein muß. Das Displacement der festen Stoffe ist demgegenüber so klein, daß es vernachlässigt werden kann. Als Füllgas kommt praktisch nur Wasserstoff in Frage. Das Displacement, der Auftrieb, oder wie man zur Vermeidung von Mißverständnissen im Luftschiffbau besser sagt, die Hubkraft eines Kubikmeters ist also das Gewicht eines Kubikmeters Luft, vermindert um das Gewicht eines Kubikmeters des in den Hohlräumen enthaltenen Wasserstoffes. Das Gewicht der Luft ist nach dem herrschenden Druck, ausgedrückt durch den Barometerstand, und nach der Temperatur und der Feuchtigkeit einem sehr großen Wechsel unterworfen. Die wissenschaftlichen Gesetze dafür sind bekannt, zahlenmäßige Beispiele folgen unten. Ein Kubikmeter Luft wiegt bei einem Barometerstand von 760 mm, einer Temperatur von 0° und einer relativen Feuchtigkeit von 70% 1,293 kg. Das Gewicht des Wasserstoffes wird nun zunächst durch dieselben Faktoren beeinflußt, die eben für die Luft entwickelt wurden. Diese Einflüsse treten aber zurück hinter dem großen Einfluß der Reinheit des Wasserstoffes, der im praktischen Gebrauch nur außerordentlich schwer chemisch rein zu erhalten ist; es liegt ja auf der Hand, daß ein vollkommener Abschluß gegen alle Erscheinungen der Diffusion und Undichtigkeit von Ventilen, Austrittsöffnungen u. dergl. nur durch große Gewichte erreichbar ist, und größere Gewichte sind, wie wir gleich näher sehen werden, beim Luftschiff vollkommen ausgeschlossen. Das spezifische Gewicht des Wasserstoffes, bezogen auf Luft, beträgt in chemisch reinem Zustande 0,07. Es ist aber tatsächlich in den möglichen Aufbewahrungsorten, Gasometern und Transportflaschen, wohl selten kleiner als 0,08 und im Luftschiff selber kaum jemals kleiner als 0,1; bei nicht ganz erstklassigem Hüllenmaterial sowie bei längerem Stehen unpraller

Ballons sind auch Gewichte von 0,14 bis 0,15 keine besondere Ausnahme. Im praktischen Dauerbetrieb der Starrluftschiffe kann man vielleicht mit 0,12 bis 0,13 rechnen. Aus diesen Darlegungen ergibt sich zunächst der außerordentliche Wechsel, dem das Displacement, die Hubkraft eines Luftschiffes, bei verschiedenen Verhältnissen unterworfen ist. Wie sehr die Hubkraft in praktisch vorkommenden Fällen schwanken kann, zeigt folgende kleine Tabelle:

Hubkraft von 1 cbm Gasraum							
1.	bei Barometerstand	770	Temperatur	— 10° C.	spezif. Gewicht des Gases	0,1	1,223 kg
2.	"	760	"	+ 10° C.	"	0,125	1,000 "
3.	"	740	"	+ 20° C.	"	0,14	1,006 "

Alle Angaben über Hubkraft in Kilogramm haben also bei Luftschiffen nur Sinn, wenn angegeben ist, für welche Verhältnisse sie gelten sollen. Das gilt in besonders hohem Maße für alle Angaben über die sogenannte Nutzlast, wozu noch kommt, daß der Begriff Nutzlast ein äußerst schwankender Begriff ist und ohne ausführliche Bestimmungen in der Regel zu ganz falschen Bildern führt. Wirklichen Vergleichswert haben nur Angaben über den zur Verfügung stehenden Gasraum und über das Gewicht, das Schiffskörper, Maschinenanlagen und die lufttechnisch notwendige Ausrüstung des fahrfertigen Schiffes erfordern, ohne Ballast, Besatzung, Betriebsstoffe und die etwaige militärische oder besonderen Zwecken dienende Ausrüstung. Dabei sei noch bemerkt, daß der Gasraum auch keine ganz konstante Größe ist, sondern etwas mit dem Feuchtigkeitsgrade der Luft wechselt, der kleine Verschiedenheiten in der Ausdehnung der Gaszellen zuläßt. Auch das Baugewicht ist nicht ganz konstant. Die Hüllen und Zellen sind alle hygroskopisch und daher bei feuchtem Wetter erheblich schwerer. Der durch diese beiden Umstände hervorgerufene Wechsel in der Hubkraft kann bei einem großen Starrschiff bis zu etwa 600 kg betragen.

Neben der Illustration, wie sehr die Verhältnisse wechseln können, gibt aber die eben erhaltene Gleichung: 1 cbm Displacement = 1–1,2 kg Hubkraft, die eigentliche Grundtatsache des ganzen Luftschiffbaues. Im Wasser 1 cbm = 1000 kg, in der Luft 1 cbm = 1 kg. Darin liegt für den Schiffbauer, richtig gelesen, das Verständnis des Luftschiffbaues. Wir sehen mit Recht eine der Hauptschwierigkeiten des Schiffbaues gegenüber allen anderen Gebieten der ausführenden Technik darin, daß wir außerordentlich stark auf leichtes Gewicht hinarbeiten müssen. Alle Neuerungen werden in erster Linie beurteilt unter dem Gesichtspunkt, was sie wiegen, und wie einige Tonnen gegenüber den bisherigen Ausführungen gespart

werden können. Wir haben ja auch tatsächlich große Gebiete der Technik ganz unter diesen Einfluß gezwungen, und die Sonderentwicklung für den Schiffbau heißt auf vielen Maschinenbaugebieten einfach Entwicklung auf Leichtigkeit. Was will das aber besagen gegenüber Verhältnissen, wo 1 cbm nur den tausendsten Teil der Hubkraft liefert. Alle Bauprobleme des Luftschiffbaues werden erst durch diese Tatsache verständlich. So manches im praktischen Luftschiffbau berührt das Schiffbauerauge zunächst wenig angenehm durch seine anscheinend unsorgfältige Konstruktion; es muß aber so ausgeführt werden, weil die bessere, das Auge mehr befriedigende Ausführung einige Kilogramm mehr erfordern würde. Die großen Luftriesen, die so groß sind wie ein Linienschiff, und deren ungeheure Abmessungen fast überwältigend wirken, wenn man zum ersten Male dicht an sie herantritt, sind vom Standpunkte des Gewichts aus gesehen kleine Boote. Es wird daher auch ohne weiteres verständlich, eine wie große Rolle das *e i n e* absolute Gewicht, das bei jedem Menschenwerk nicht zu beseitigen ist, der Mensch selber, spielt. Er wiegt ja immer dasselbe, besondere Menschen für Luftschiffe können nicht konstruiert werden. Es erklärt sich so die Wichtigkeit, die auch bei den größten Luftriesen die Frage hat, ob noch ein Mensch mehr mitfahren kann oder nicht. Auch der Prozentsatz, den die Besatzung im Gewicht des fahrfertigen Schiffes ausmacht, wird dadurch natürlich ein ganz ungewohnter. Eine kleine Übersicht der Gewichtsverhältnisse, wie sie beispielsweise etwa bei einem Passagierluftschiff des Zeppelintyps herrschen werden, zeigt dies. Das Displacement beträgt ungefähr 20 000 cbm. Die Hubkraft also bei mittleren Verhältnissen, wie sie ungefähr dem zweiten Fall der oben gegebenen Tabelle entsprechen, etwa $1,09 \text{ kg} \times 20\,000 = 22\,000 \text{ kg}$. Davon entfallen 16 500 kg auf das fahrfertige Schiff mit Maschinenanlagen und notwendiger Ausrüstung und etwa 1100 kg oder 5% auf die Besatzung. Das würde für ein Seeschiff von entsprechendem Displacement etwa bedeuten, daß 1100 t oder 11 000 Mann Besatzung an Bord wären. Der Rest des in jedem Einzelfall verfügbaren Gewichts bleibt übrig für die eigentliche Nutzlast, Ballast, Betriebsstoffe und Passagiere. An diesem variablen Rest des Gewichts wird der Wechsel wirksam, der oben schon berührt wurde. Wie er sich zahlenmäßig darstellt, zeigen folgende Zahlen: Es bleiben bei dem als Beispiel gewählten Passagierluftschiff für Ballast, Betriebsstoffe und Passagiere übrig: im Fall 1 der Tabelle: 6800 kg, im Fall 2: 4400 kg und im Fall 3: 2500 kg.

In dieser Grundgleichung $1 \text{ cbm} = 1 \text{ kg}$ liegt auch, ganz allgemein gesprochen, die Grenze für die Entwicklung der Luftschiffahrt überhaupt. Höhere Leistungen, heißen sie nun Aktionsradius, Mitnahme von Personen oder von Kriegsmaterial, bedingen, sobald sie eine einigermaßen große Zahl von Kilogramm be-

deuten, eine ganz ungemeine Vergrößerung des Displacements der Luftschiffe. Daß einer Vergrößerung ins Ungemessene schließlich Grenzen gesetzt sind, liegt auf der Hand. Allerdings haben wir wohl zurzeit noch nicht die Grenzen erreicht, die wir bewältigen können. Bei der allgemeinen Beurteilung dieser Frage wird ja leicht übersehen, was uns Schiffbauern selbstverständlich ist, daß die Vergrößerung der einzelnen Dimensionen nur die dritte Wurzel aus der Vergrößerung des Gesamtdisplacements bedeutet.

2. Die Verhältnisse während der Fahrt.

Während der Fahrt tritt in den Auftriebsverhältnissen der Luftschiffe ein starker Wechsel ein. Alle Gase dehnen sich nach bekannten Gesetzen aus, sobald ihr Druck sinkt und ihre Temperatur steigt, und zwar im geraden Verhältnis der Drucke und der absoluten Temperatur. Diese Ausdehnung, oder im umgekehrten Prozesse die Zusammenziehung, hat weiter keinen Einfluß auf die Hubkraft, solange Luft und Gas denselben Einflüssen unterliegen und solange für die Ausdehnung des Gases in den vorhandenen Gasräumen genügend Platz ist. (Auch die Luft ist ein Gas und folgt denselben Gesetzen wie der Wasserstoff.) Der Einfluß der Veränderungen wird aber sofort sehr bedeutend, wenn für Luft und Wasserstoff verschiedene Verhältnisse vorliegen oder Räume für die Ausdehnung des Wasserstoffes nicht verfügbar sind. Wir wollen untersuchen, wie das im einzelnen liegt.

a) Der Wechsel des Drucks wird hervorgerufen durch den Wechsel der Höhe, in der das Luftschiff fährt. Er nimmt mit wachsender Höhe ab. Der Barometerstand beträgt am Meeresniveau normal 760 mm, in 500 m Höhe nur etwa noch 725 mm, in 1000 m Höhe 680 mm. Diesem Einfluß sind Gas und Luft ganz gleichmäßig unterworfen. Der Überdruck, der im Innern des Luftschiffes herrscht und durch die Einstellung der Sicherheitsventile erhalten wird, ist ein konstanter geringer Zusatzwert zu dem außen wirksamen Gasdruck und ändert an dem allgemeinen Verhalten nichts.

b) Dem Wechsel der Temperatur unterliegen beide nicht ohne weiteres in derselben Weise. Erstens nimmt das Gas die in den verschiedenen Höhenschichten wechselnde Lufttemperatur, die übrigens nicht immer konstant mit der Höhe abnimmt, sondern unter Umständen durch Inversionen starken Unregelmäßigkeiten unterworfen ist, nicht augenblicklich, sondern mit einer gewissen Verzögerung an, so daß bei schnellem Höhenwechsel nach oben und unten jede Kombination möglich wird. Zweitens erhält das Gas bei klarem Wetter durch den Einfluß der Sonnenstrahlung auf die Hülle des Luftschiffes eine Erhöhung der Temperatur über die der Luft hinaus, die recht beträchtlich sein kann, im Zeppelinluftschiff z. B. leicht

den Betrag von 10—12° erreicht. Im Freiballon ist sie noch viel größer, sie wird im Luftschiff gemildert durch die kühlende Wirkung des Fahrtwindes.

c) Genügender Gasraum für freie Ausdehnung des Gases ist im Luftschiff im Augenblick der Abfahrt fast nie vorhanden, im allgemeinen sind bei der Abfahrt alle als Gasräume verfügbaren Räume des Luftschiffes mit Gas gefüllt. Ein Steigen in größere Höhen und eine Erhöhung der Temperatur des Gases über die der Luft hinaus während der Fahrt zwingt also einen Teil des Gases aus dem gefüllten Gasraum auszutreten, sobald ein gewisser kleiner Überdruck überschritten ist, auf den die Sicherheitsventile eingestellt sind; derselbe kann nicht sehr hoch sein, da bei der leichten Bauart große Drücke nicht aufgenommen werden können. Dieser Teil der Hubkraft ist dauernd und unwiederbringlich verloren. Er wird auch nicht etwa dadurch wieder gewonnen, daß das Luftschiff später, wenn es aus den dünnen Luftschichten wieder herabsteigt, in dickere, tragfähigere Schichten gelangt; denn was es durch die tragfähigere Luft an Hubkraft gewinnt, verliert es durch die Zusammenziehung des Gases, die sich unter dem Einfluß derselben Drucksteigerung vollzieht. Das Produkt aus Druck und Volumen ist stets konstant. Gegen diesen Verlust läßt sich auch durch das vielfach vorgeschlagene Mitführen von Ersatzwasserstoff in irgendeiner Form praktisch nichts erreichen, da damit viel zu große Gewichte verbunden sein würden. Auch ist für die Hubkraft dadurch nichts gewonnen, daß man einen Teil des Gasraumes bei der Abfahrt nicht füllt und in diesem das sich ausdehnende Gas aufnimmt, sei es nun, daß man besondere Gaszellen für diesen Zweck vorsieht oder alle Gaszellen nur zum Teil füllt.

Damit erreicht man zwar, daß man während der Fahrt keine Hubkraft verliert, aber auf Kosten der Hubkraft bei der Abfahrt; d. h. man beraubt sich von vornherein des Teils der Hubkraft, den man vielleicht während der Fahrt verlieren wird. Ob ein solcher Verlust infolge Gasausdehnung tatsächlich eintritt oder ins Gewicht fällt, läßt sich für längere Fahrten von vornherein garnicht übersehen. Nach einer gewissen Zeit ist er zum Ausgleich der Wirkung des Brennstoffverbrauchs normaler Weise sogar erwünscht.

Der durch den Gasverlust entstehende Verlust an Hubkraft kann recht beträchtlich sein. 1° Übertemperatur des Gases bedeutet einen Verlust von 0,36% der gesamten Hubkraft, 80—100 m Steigen etwa 1%. Die genauen Zahlen sind nicht allein durch die Theorie gegeben, sondern auch von praktischen Faktoren abhängig, auf die einzugehen hier zu weit gehen würde. Wenn das oben genannte Passagierluftschiff auf 1000 m Höhe steigt, verliert es etwa 2000 cbm Displacement und also im Fall $2:1,09 \text{ kg} \times 2000 = 2200 \text{ kg}$ Hubkraft.

3. Die konstruktive Gestaltung.

Die Art, wie die Gasaufnahme und die Gasausdehnung und Zusammenziehung konstruktiv verwirklicht wird, ist verschieden bei den beiden Hauptarten der Luftschiffe, die möglich sind: den Prallluftschiffen und den Gerüstluftschiffen. Beispiele für die Gasaufnahme im Prallluftschiff zeigt die schematische Darstellung eines Parsevalluftschiffes in Fig. 1, des Luftschiffes von Siemens-Schuckert in Fig. 2. Bei diesen Schiffen wird die Form dadurch hergestellt, daß im Innern des ganzen Schiffes ein gewisser Überdruck künstlich durch eine Ventilatoranlage erzeugt wird. Er muß ständig auf derselben Höhe bleiben,

Parseval-Luftschiff.

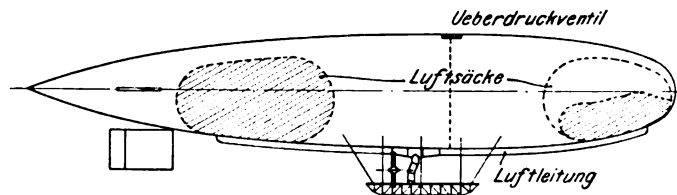


Fig. 1.

Luftschiff von Siemens-Schuckert.

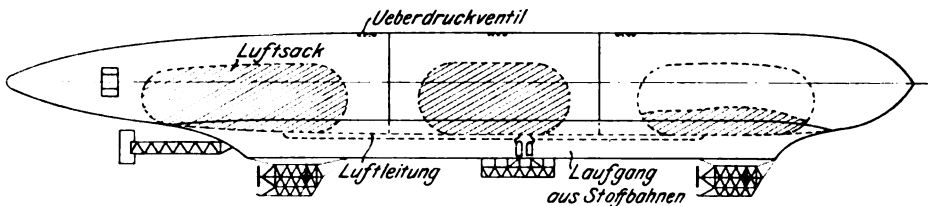


Fig. 2.

wenn das Luftschiff nicht zusammenknicken soll und dafür ist naturgemäß erforderlich, daß leere Räume im Luftschiff nicht vorhanden sein dürfen; wenn das Gas sich zusammenzieht, muß es durch Luft unter demselben Druck ersetzt werden. Zu diesem Zweck sind ein oder mehrere Luftsäcke, sogenannte Ballonetts im Luftschiff vorhanden, die durch einen Ventilator mit Reguliervorrichtung auf diesen Überdruck soweit aufgeblasen werden, daß ein fehlender Gasinhalt des Ballons stets ersetzt wird. In den Fig. 1 und 2 ist das eine Ballonett im voll aufgeblasenen, das andere im nur teilweise aufgeblasenen Zustande dargestellt. Wenn das Gas sich ausdehnt und in den Ballonetts noch Luft vorhanden ist, wird diese herausgedrückt bis zum vollständigen Zusammendrücken der Ballonetts. Entsteht dann ein noch weiterer Überdruck, so öffnet sich ein oben am

Luftschiff sitzendes Überdruckventil, durch das das Gas entweicht. Beim Siemens-Schuckertschiff sind drei Ballonetts vorhanden, entsprechend den drei Gasräumen, in die das Schiff geteilt ist. Die Ballonetts müssen nach der Ausdehnung und Wiederzusammenziehung des Gases bemessen werden, die als äußerste für das betreffende Luftschiff zugelassen werden soll; in ihrer Größe liegt daher eine Grenze für die Höhe, die das Schiff erreichen kann. Für die Frage, ob das Schiff zu Anfang ganz mit Gas gefüllt oder ein Teil der Ballonetts aufgeblasen werden soll, gilt das vorhin Gesagte über teilweises Leerlassen von Gasräumen.

Bei den starren oder Gerüstluftschiffen wird die Form des Schiffes durch das Gerüst, das mit einer besonderen äußeren Hülle bespannt ist, hergestellt und für

Zeppelin-Luftschiff, Längsschnitt.

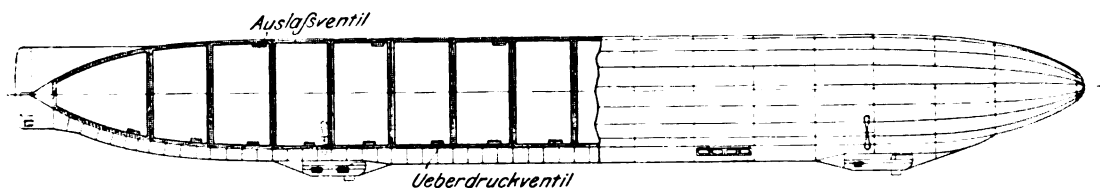


Fig. 3 a.

die Aufnahme des Gases sind eine Anzahl verschiedener Zellen vorhanden. Diese bedürfen naturgemäß keines Ballonetts; sie können innerhalb des Gerüsts prall oder unprall sein, ohne daß dadurch die Schiffsform beeinflusst wird. Fig. 3 zeigt an dem Beispiel eines Zeppelinluftschiffes im Querschnitt eine Zelle im prallen und im unprallen Zustand. Die Gasventile für das Entweichen des

Zeppelin-Luftschiff, Querschnitt.

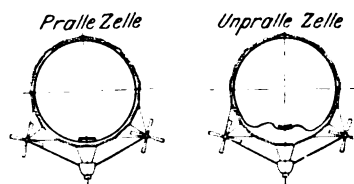


Fig. 3 b.

Gases sitzen unten, damit beim Abblasen der Ventile aus den Zellen das unten sitzende schwere, mit Luft vermischte, also schlechte Wasserstoffgas entweicht und die spezifische Reinheit des Gases durch das Abblasen des Gases dauernd verbessert wird. Prallschiffe haben nicht so sehr unter der Verschlechterung des Gases zu leiden. Fig. 4 zeigt die im Prinzip gleiche Anordnung der Zellen in einem Schütte-Lanz-Luftschiff.

4. Ballast.

Ebenso wie das Displacement einem ständigen Wechsel unterworfen ist, ist es auch das Gewicht. Es wird ständig kleiner durch den Verbrauch an Betriebsstoffen, gelegentlich größer durch Regen- und Schneebelastung, die sehr be-

trächtliche Werte annehmen kann und bei einem großen Zeppelinluftschiff sicher $1-1\frac{1}{2}$, auch 2 Tonnen erreicht.

Es ist daher ein reiner Zufall, wenn während der Fahrt die statische Gleichgewichtslage, die Schwimmlage sich deckt mit der gewollten Höhenlage. Die Differenz wird bei kleineren Beträgen ausgeglichen durch die dynamische Steuerung der Höhensteuerung. Wenn jedoch die Wirkung des Gasverlustes beim Erreichen größerer Höhen oder bei Sonnenstrahlung einerseits und diejenige des Betriebsstoffverbrauchs auf der andern Seite sich nicht gegenseitig ausgleichen, kann die Differenz leicht so groß werden, daß dieser dynamische Ausgleich nicht mehr möglich ist, und außerdem hört er sofort auf, sobald man die Maschinen stoppen muß, also z. B. bei der Landung. Übrigens ist das Schiff durchaus nicht immer zu schwer, sehr oft nach langen Fahrten in geringen Höhen ist es zu leicht geworden. Man muß daher Mittel besitzen, den Auftrieb des Schiffs rein

Schütte-Lanz-Luftschiff.

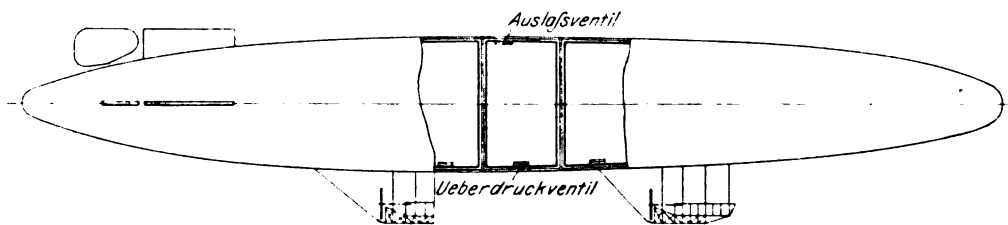


Fig. 4.

statisch während der Fahrt zu verkleinern oder zu vergrößern. Das Verkleinern geschieht durch das Auslassen von Gas mittels durch Zug zu öffnende Ventile, die sich beim Prallschiff mit den Überdruckventilen decken, bei den Starrschiffen (siehe Fig. 3 und 4) als besondere Ventile oben an den Zellen sitzen. Praktisch kann an Stelle des Ziehens der Ventile auch das absichtliche Aufsuchen größerer Höhen treten. Das Vergrößern des Auftriebs geschieht durch Abwerfen von Gewichten. Zu diesem Zweck kann man entweder besondere abwerfbare Gewichte, wofür bei Luftschiffen nur Wasser in Betracht kommt, vorsehen oder auch einen Teil der Betriebsstoffe heranziehen. Das letztere kommt hauptsächlich in Betracht, wenn die Gefahr entsteht, daß das Luftschiff gegen seinen Willen in große Höhen hinaufgerissen wird.

Dieser Begriff des abwerfbaren Ballastes ist also bedingt durch die besonderen Verhältnisse des Displacements beim Schwimmen in der Luft. Man könnte versucht sein, die ausblasbaren Tanks der Unterseeboote zum Vergleich heranzuziehen, indessen liegen doch hier insofern andere Verhältnisse vor, als das Füllen

und Entleeren der Tanks im wesentlichen dazu dient, das Überseeschiff in ein Unterseeschiff zu verwandeln. Dagegen sind ziemlich vollständig vergleichbar die Fahrverhältnisse eines Unterseebootes, das ohne Restauftrieb unter Wasser fährt, und die eines Luftschiffes, das nicht prall gefüllt war oder nach dem Erreichen großer Höhen tief unter der Höhe fährt, in der seine Gaszellen wieder prall werden würden (Prallhöhe), bei dem also keine Veränderung der Höhenlage mehr zum Austreten von Gas aus den Zellen führen kann. Auch dieses Luftschiff fährt mit einem praktisch stets gleichen Auftrieb, nur reguliert durch die Höhensteuerung. Die Differenz gegen das Fahren des Unterseebootes, besteht für die Luftfahrt dann im wesentlichen nur in dem sehr viel größeren Einfluß der Temperatur und in dem Leichterwerden durch Betriebsstoffverbrauch.

5. Die Abmessungen und Formen des Schiffskörpers.

Von den Verhältniszahlen, mit denen man im Schiffbau arbeitet, verlieren hier viele ihre Bedeutung. Eigentlichen Wert hat nur das Verhältnis der Länge zum Durchmesser (da es sich in der Regel um angenäherte Rotationskörper handelt). Dies Verhältnis ist anders zu bewerten als das $L : B$ im Schiffbau. Dort gibt eine verhältnismäßig große Länge große Geschwindigkeit und großes Gewicht, kleine Stabilität und schlechte Festigkeits- und Manövriereigenschaften. Im Luftschiffbau ist die Wirkung für den Hauptpunkt, die Schnelligkeit, nicht ohne weiteres die gleiche. Denn hier fällt die Wellenbewegung und damit das Hauptmoment für die günstige Wirkung der Längenzunahme fort, während der ungünstige Einfluß bestehen bleibt, den die Vergrößerung der Länge dadurch ausübt, daß mit ihr die Reibungsfläche wächst. Auf das Gewicht wirkt die Längenzunahme in demselben ungünstigen Sinne wie im Schiffbau. Auch hieran ist die mit ihr verbundene Oberflächenvergrößerung sehr beteiligt, da diejenigen Bauteile, welche die Oberfläche herstellen und mit ihr wachsen, d. h. besonders die Gaszellen, einen wesentlichen Teil des Schiffskörpergewichtes ausmachen. Die Stabilitätsrück-sicht fällt fort. Die schädlichen Einflüsse einer großen Länge auf die Festigkeit und auf die Manövrierfähigkeit bleiben bestehen. Letztere werden hier eher noch mehr betont, da die Manövrierfähigkeit hier für das Steuern in zwei Ebenen in Betracht kommt. Im Ganzen genommen wird man also Luftschiffe, auch wenn sie hohe Geschwindigkeiten erreichen sollen, nicht allzu lang bauen dürfen und in jedem Falle die einzelnen Faktoren sorgfältig prüfen müssen. Die Ausgestaltung der Vor- und Hinterschiffsform im einzelnen wird unten noch näher besprochen werden.

II. Stabilität und Steuerung.

Bei diesen Fragen besteht weitgehender Parallelismus zwischen Unterseebooten und Luftschiffen. Die Querstabilität und die Längsstabilität in der Ruhe sind bei beiden Arten von Fahrzeugen nur abhängig von der Entfernung des Gewichtsschwerpunktes vom Deplacementsschwerpunkt. Die sehr verwickelten Stabilitätsverhältnisse der Unterseeboote im Augenblick des Tauchens spielen für die Luft keine Rolle. Dagegen sind wieder beiden gemeinsam die ebenfalls nicht einfachen Beziehungen der Längsstabilität in der Fahrt. Es liegen auf diesem Gebiete von schiffbaulicher Seite eine gründliche Arbeit von Dr. Klein, von luftschiffbaulicher Seite neben anderen vor allem gute Versuche von Fuhrmann aus der Göttinger Modellversuchsanstalt vor.

1. Stabilitätsbedingungen für die Fahrt.

Auf das in Fahrt befindliche untergetauchte Fahrzeug wirken außer dem statischen Stabilitätsmoment aus Schwerkraft und Auftrieb das dynamische aus Schraubenschub und Flüssigkeitswiderstand. Letzterer aufgefaßt als der Widerstand gegen alle Teile des Fahrzeugs, einschließlich aller Steuer-, Stabilisierungsflächen usw. Führt das Schiff ohne Restauftrieb und auf ebenem Kiel oder genauer gesagt so, daß Auftriebsschwerpunkt und Gewichtsschwerpunkt übereinander liegen, so herrscht Gleichgewicht, wenn Schraubenschub und Widerstand in dieselbe Angriffslinie fallen. Ungefähr ist dies der Fall bei Unterseebooten und den Zeppelinluftschiffen; bei diesen wird immer als ein besonderer Vorzug erwähnt, daß die Befestigung der Schrauben seitwärts am Schiffskörper diese Bedingung verhältnismäßig leicht zu erfüllen gestattet. Mehr oder weniger weit auseinander gerückt sind die beiden Kräfte bei allen Prallluftschiffen und den bisherigen Vertretern des Schüttetyps, deren Schrauben infolge der losen Aufhängung der Gondel nur an den Gondeln befestigt werden konnten. Am größten ist der Abstand bei den Parsevalschiffen; Parseval hat daher eine besondere Lösung dadurch zu schaffen versucht, daß er die Gondel des Luftschiffes in der Längsrichtung etwas verschiebbar gemacht hat (Fig. 5). Die Gondel hängt senkrecht an einigen festen Seilen und ruht mit Rollen auf Seilen, die nach vorn und hinten laufen. Es wird dadurch erreicht, daß beim Auftreten des Schraubenschubes, also beim Anfahren, die Gondel sich etwas nach vorn verschiebt und dadurch ein statisches Gewichtsmoment erzeugt, das dem unangenehmen Moment aus Schub und Fahrtwiderstand entgegenwirkt.

Indessen darf man die Bedeutung dieses Kippmomentes nicht überschätzen, wie es oft geschieht. Denn die Ruderwirkung, die gegen dieses Moment erforderlich

wird, ist in jedem Falle nur klein und die theoretisch vielleicht wünschenswerte Forderung, daß bei der Fahrt ohne Restauftrieb kein Ruderlegen erforderlich sein soll, um das Schiff auf ebenem Kiel zu halten, wird dadurch illusorisch, daß schon die äußeren Umstände ein solches Fahren im vollständigen Gleichgewicht praktisch fast nie gestatten, mögen nun böige Winde herrschen oder ein kleines Über- oder Untergewicht auszugleichen sein. Denn bei dem oben geschilderten Wechsel von Hubkraft und Gewicht ist es ein seltener Zufall, daß sie bei der gewollten Höhenlage einander gleich sind. In den weitaus meisten Fällen müssen Schraubenschub und Widerstand eine vertikale Resultierende bilden, die das Über- oder Untergewicht ausgleicht, wobei die Veränderung der Resultierenden durch die Bewegung der Ruderflächen hervorgerufen wird. Soll dabei das Fahrzeug auf ebenem Kiel bleiben, so muß die Angriffslinie der Resultierenden in die des Restauftriebes fallen.

Verschiebbare Gondel der Parseval-Luftschiffe.

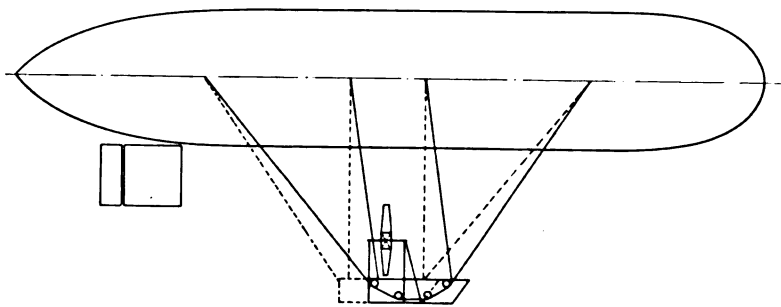


Fig. 5.

Die Frage, welche Lagen die Angriffslinien der Widerstände haben, ist noch wenig geklärt; sicher erscheint nach dem wenigen Versuchsmaterial, daß schon bei kleiner Neigung starke Verschiebungen der Widerstände hervorgerufen werden, daß ihre Lage sehr stark beeinflußt wird von der Gestaltung der Horizontalprojektionen (beispielsweise durch Stabilisierungsflächen) und daß die Resultierende sehr weit vorn angreift, daß sie sogar, was zunächst befremdend wirkt, außerhalb des Schiffskörpers liegen kann.

Mehr als auf das genaue Zusammenfallen der Angriffslinien von Schub und Widerstand kommt es darauf an, daß die Gesamtgestaltung der Form und der Anhängsel das Fahrzeug dynamisch stabil macht. Dazu ist erforderlich, daß die Änderungen des Widerstandes bei Neigungen stets bestrebt sind, das Fahrzeug in die horizontale Lage zurückzudrehen. Ist dies nicht der Fall, so muß es stets durch Ruderwirkung wieder in die Anfangslage zurückgedreht werden, d. h. es

bewegt sich praktisch in einem stark wechselnden Kurse mit großem Fahrtverlust. Dieser stabilisierenden Wirkung dienen die Flächen, die hinten an dem Luftschiff angebracht sind, vermöge des Druckes, den sie bei Neigungen gegen die Fahrtrichtung hervorrufen. Vorn angebrachte Stabilisierungsflächen würden gerade die entgegengesetzte Wirkung haben; sie würden die Fahrt unstabil und unruhig machen.

2. Steuerung.

Die Verhältnisse der Seitensteuerung unterscheiden sich nicht merkbar von denjenigen der Schiffe im allgemeinen. Gegenüber oft gemachten Vorschlägen sei bemerkt, daß ein Steuern ohne Ruder, mit den Schrauben allein, beim Luftschiff genau so wie bei Seeschiffen ein nur zur Not anwendbares Aushilfsmittel bildet, um so mehr als die Benzinmotore der Luftschiffe sich erheblich schlechter regulieren lassen als unsere feinfühligten Dampfmaschinen. Die Höhensteuerung vollzieht sich ähnlich wie bei Unterseebooten. Das Hauptmittel bildet die Flächensteuerung; außerdem ist für Luftschiffe, in höherem Maße als für Unterseeboote, die Steuerung durch Verschieben von Gewichten möglich. Eines der ersten Zeppelinluftschiffe hatte ein verschiebbares Laufgewicht. In Prallluftschiffen hat man Tanks zum Umpumpen von Wasser gehabt, und vielfach hat man mit dem Umpumpen von Luft von einem Ballonet in das andere, also mit einer Deplacementsverschiebung gearbeitet. Immer wieder taucht auch die Idee des Steuerns mit drehbaren Schrauben, wohl sogar mit einer besonderen Hubschraube, auf. Diese Konstruktion ist natürlich hier ebenso wie im Schiffbau praktisch wertlos, und auch die anderen Maßnahmen sind in der Präzision und Schnelligkeit der Wirkung dem einfachen Flächensteuer weit unterlegen, das auch heutzutage in den meisten Fällen ausgeführt wird. Nur für bestimmte Fälle bei der Landung, wo man unter Umständen das schon fahrtlose Schiff steuern muß, behalten kleine abwerfbare Wassermengen, sogenannter Momentballast, ihren Wert.

Nicht völlige Einheit der Anschauungen besteht über die zweckmäßigste Art der Anbringung des Höhensteuers. Bei den meisten Unterseebooten, gelegentlich auch bei Luftschiffen, hat man Höhensteuer vorn und hinten; die meisten neueren Luftschiffe und manche Unterseeboote nur hinten. Für die Anbringung zweier Ruderpaare bei den Unterseebooten ist maßgebend, daß sie ein einfaches Mittel bilden, um auf ebenem Kiel ein Über- oder Untergewicht gegenüber der Schwimmgleichgewichtslage auszugleichen (Fig. 6). Dieses Fahren auf ebenem Kiel ist für Unterseeboote wichtig, hat aber für Luftschiffe keine besondere Bedeutung; für sie ist daher die Anbringung von zwei Paar Rudern eine überflüssige Komplikation. Für die Anbringung der Ruderpaare vorn, die in der

Literatur oft empfohlen wird, wird folgendes geltend gemacht: bei jedem Ruderlegen entsteht neben dem Momente eine freie Kraft, die eine Parallelverschiebung des Schiffes, d. h. also beim Höhenruder eine Hebung oder Senkung des Schiffes hervorruft. Es liegt in dem Anbringungsort begründet (Fig. 7), daß beim Bugruder diese Vertikalkraft auf Heben wirkt, wenn das Ruder auf Heben gelegt wird, beim Heckruder dagegen auf Senken, wenn das Ruder auf Heben wirkt. Die Parallelverschiebung geht demnach beim Bugruder in demselben Sinne wie die beabsichtigte Bewegung, beim Heckruder aber im umgekehrten. Dies ist ein Nachteil des Heckruders, der eine gewisse Bedeutung für Höhenwechsel in etwas kritischen Situationen hat. Gegen die Bugruder spricht aber, daß sie als vorgelegene Stabilisierungsflächen den Gang der Fahrt sehr unruhig machen; auch wirken sie schlechter als Heckruder, weil sie dem Dreh-

Fahren auf ebenem Kiel mit zwei Rudern.



Fahren mit einem Ruder.



Fig. 6.

Fahren mit Heckruder und mit Bugruder.

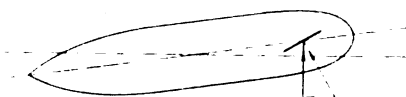
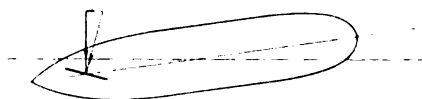


Fig. 7.

punkt des Schiffes näher liegen. Andererseits spricht zugunsten der Heckruder, daß sie die unterstützende Wirkung des Schraubenstromes haben; diese ist außerordentlich hoch einzuschätzen, besonders für die Steuerfähigkeit im Moment des Anfahrens. Ohne Heckruder wird man daher nie auskommen und läßt dann die Bugruder aus den dargelegten Gründen wohl besser fort.

III. Widerstand und Antrieb.

1. Die Natur des Widerstandes.

Der Widerstand der Luftschiffe unterscheidet sich durch den Fortfall des Wellenwiderstandes wesentlich von dem der Seeschiffe im allgemeinen; mit demjenigen der Unterwasserfahrzeuge hat er jedoch vieles Grundsätzliche gemeinsam. In der Aerodynamik und der Hydrodynamik folgt die Untersuchung der Widerstände untergetauchter Körper sogar so übereinstimmenden Grundsätzen, daß in

unserer Schwestergesellschaft gelegentlich vorgeschlagen ist, diese beiden Wissenschaftszweige unter dem Namen Strömungslehre zusammenzufassen. Dieser Vorschlag zeigt zugleich, wie gut man wissenschaftlich klingende Fremdworte durch deutsche ersetzen kann, ohne dem Wesen der Sache den geringsten Abbruch zu tun.

In der abstrakten Strömungslehre beruht der enge Zusammenhang dieser Gebiete auf der übereinstimmenden Annahme, daß ihr Medium keine Zähigkeit hat und daher keine Schubkräfte überträgt. Im übrigen wird zwar in der abstrakten Hydromechanik das Medium als unzusammendrückbar angesehen, während es in der Aerodynamik den bekannten Gesetzen über die Kompression folgt; dieser Unterschied ist jedoch für Geschwindigkeiten, mit denen wir es praktisch in der Luft zu tun haben, belanglos (bei 100 m Geschwindigkeit ändert er das Ergebnis erst um 3%, darunter noch erheblich weniger). Diese gemeinsame Annahme von der Zähigkeitslosigkeit des Mediums bewirkt zugleich, daß auf beiden Gebieten die rein abstrakte Behandlung der Widerstandsfragen zu keinem praktisch brauchbaren Ergebnis führt. Denn sie lehrt, daß untergetauchte Körper im stationären Bewegungszustand keinen Widerstand erfahren und daß Wirbel in diesem Medium weder entstehen noch vorgehen können. Auf beiden Gebieten ist daher die Berücksichtigung der Reibungs- und der Wirbelerscheinungen unerlässlich.

Über das Wesen der Reibungserscheinungen hat uns Gumbel im vorigen Jahre durch einen grundlegenden Vortrag eingehend unterrichtet. Wir haben gesehen, daß die Reibung schichtenweiser Strömung nur bei sehr kleinen Geschwindigkeiten auftritt; oberhalb einer gewissen kritischen Geschwindigkeit ist die Reibung mit Wirbelbildung verbunden. Diese Tatsache gilt gleichmässig für Luft und Wasser, und auch für die Potenz der Geschwindigkeit, mit der der Reibungs- oder besser gesagt der Oberflächenwiderstand wächst, ergibt sich aus den Versuchen für beide Medien ein gleichartiger Ausdruck. Er ist wahrscheinlich zusammengesetzt aus einem linearen und einem quadratischen Gliede; bei Fortlassung des ersteren nimmt der Geschwindigkeits-Exponent in beiden Fällen etwa den Wert 1,8 an.

Über die Frage, wie weit der Wirbelwiderstand im ganzen genommen von diesem Reibungswiderstand zu trennen ist, herrscht unter den Forschern keine allgemeine Übereinstimmung. Wenn auch ein großer Teil der Wirbelerscheinungen in den Kreis des Oberflächenwiderstandes hinein gehört, so ist doch sicher, daß die Art, wie Wirbel auftreten, wie sie sich von der Oberfläche ablösen, und der Betrag der Kraft, den sie entweder nutzlos verzehren oder nützlich wieder an den eingetauchten Körper abgeben, auch stark von der Form des Körpers abhängt. Dieser Teil des Wirbelwiderstandes wird daher auch als Formwiderstand aufgefaßt werden können.

Diese durch die Form beeinflussten Wirbel machen einen großen Teil des Kielwassers aus, das wir mehr oder weniger hinter jedem Schiffe verfolgen können. Ihr Anteil am Widerstand wird im allgemeinen als gering gegenüber dem Betrage des Reibungs- und des Wellenwiderstandes angesehen. Diese Anschauung von der Geringfügigkeit des wirbelbildenden Widerstandes ist nicht ohne weiteres auf die Verhältnisse untergetauchter Körper übertragbar; hier treten die Wirbel bis zu einem gewissen Grade an die Stelle der Wellen. Zu ihrer Beschränkung ist es für untergetauchte Fahrzeuge vor allem wichtig, die Sogwirkung des Hinterschiffs durch schlanke Formen möglichst zu vermindern. Auf die Form des Vorschiffs, das seine grundlegende Bedeutung für den Schiffswiderstand dem Einfluß verdankt, den es auf die Wellenbildung an der Oberfläche ausübt, kommt es hier weniger an.

Von Prandtl untersuchte Luftschiffmodelle.

Von Eifel untersuchte Kegelformen mit Wölbung vorn und mit Wölbung hinten.

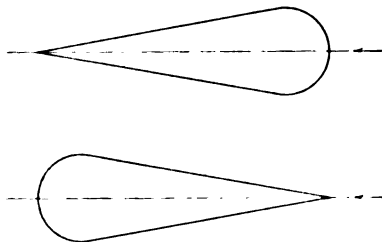


Fig. 8.

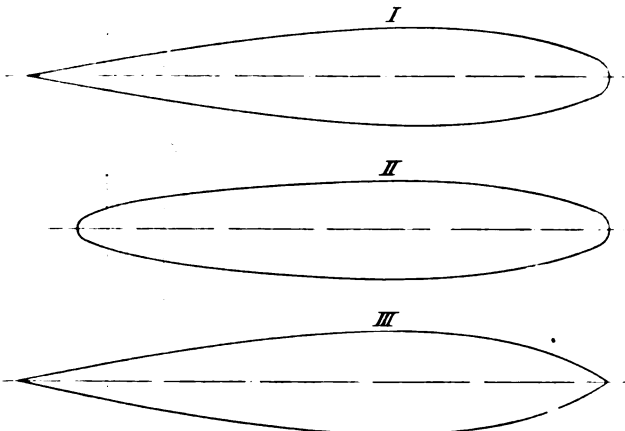


Fig. 9.

Diese Grundsätze gelten nicht nur für Wasser, wie das Beispiel der Fische und der Torpedos zeigt, sondern auch für Luft, wie u. a. Versuche von Eifel mit 2 Kegelformen nach Fig. 8 und von Prandtl mit Luftschiffformen nach Fig. 9 ergeben haben.

Begründet erscheint diese Übereinstimmung in der versuchsmäßig beobachteten Tatsache, daß die Art des Auftretens und der Ablösung der Wirbel in beiden Medien dieselbe ist. Auf diese Tatsache hat bereits Ahlborn in einem früheren Vortrag vor dieser Gesellschaft hingewiesen. Er hat uns an Photogrammen gezeigt, daß die Wirbelbewegungen an einer in Wasser untergetauchten quadratischen Platte bei etwa 40° Neigungswinkel einen ganz anderen Charakter wie bei den geringeren Winkeln annehmen und als Parallele dazu eine von Dines erhaltene Widerstandskurve vorgeführt, die auf denselben Vorgang schließen läßt und später

u. a. von Foeppel bestätigt gefunden ist, wie Fig. 10 zeigt. Foeppel fand, daß sich in der Gegend von 40° in der Luft ein vollkommen labiler Zustand ausbildet. Der Widerstand unterhalb und oberhalb dieser Grenze folgt verschiedenen Gesetzen; an der Grenze es ist möglich, den einen oder den anderen Zustand zu erzielen.

Eine sehr schöne Illustration der Gleichmässigkeit der Wirbelvorgänge in Luft und Wasser bieten auch photographische Aufnahmen, die L. Bairstrow in einem Vortrag vor der englischen Aeronautical Society am 12. Februar 1913 mitgeteilt hat (vgl. Engineering 1912 S. 236/37).

**Widerstand einer ebenen quadratischen Platte,
abhängig vom Neigungswinkel.**

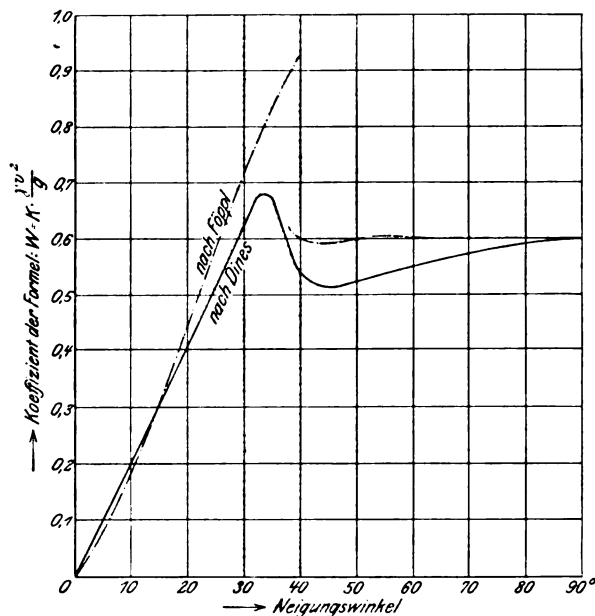


Fig. 10.

So zeigt denn die vorliegende kurze Betrachtung, daß nicht nur die abstrakte, sondern auch die praktische Strömungslehre für Wasser und Luft soviel gleichartige Grundlagen haben, daß man von einer gemeinsamen Wissenschaft zu sprechen tatsächlich berechtigt ist.

2. Versuche zur Bestimmung des Widerstandes.

Zur Klärung der theoretischen wie der praktischen Widerstandsfragen ist der Luftschiffbau ebenso wie der allgemeine Schiffbau auf Versuche angewiesen. Der Zeit- und Kostenersparnis wegen spielt für beide Gebiete der Modellversuch eine große Rolle. Zur Durchführung von Modellversuchen sind auch im Luft-

schiffbau besondere Anstalten entstanden, von denen als wissenschaftlich bedeutendste die Anstalt von Professor Prandtl in Göttingen zu nennen ist.

Während es für die schiffbaulichen Widerstandsversuche Regel ist, die Modelle durch das Wasser zu ziehen, ist diese Anordnung für Luftschiffe im allgemeinen nicht zu empfehlen; denn durch die Massen des Modells und seiner Aufhängevorrichtungen werden leicht Bewegungswiderstände hervorgerufen, die in einem Mißverhältnis zu den zu messenden Kräften stehen. Es ist auch versucht worden, Modellversuche in der Luft an einem Rundlauf-Apparat anzustellen; das große Bedenken dagegen ist, daß das Modell bei späteren Umdrehungen immer wieder in die schon wirbelnde Luft der vorhergehenden Umdrehung kommt und damit ganz unkontrollierbare Verhältnisse eintreten. Das praktisch Beste scheint die Umkehrung des in den Schiffbau-Anstalten üblichen Weges zu sein, das Anblasen der ruhenden Körper mit einem durch künstliche Mittel gleichmäßig gemachten Windstrom.

Schwankungen der horizontalen Geschwindigkeit des Windes.

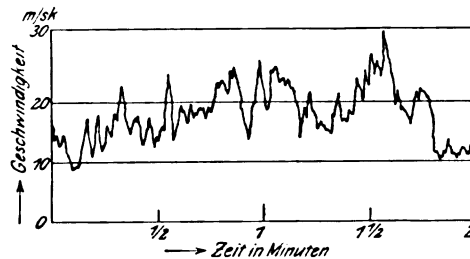


Fig. 11.

Vor unserer Gesellschaft hat die Frage der Umkehrbarkeit ja schon öfters zu Diskussionen geführt. Die Ansichten von Schütte, Ahlborn und Gumbel waren darüber verschieden. Es wurde einerseits behauptet, daß ein Unterschied gar nicht vorhanden wäre, andererseits, daß der Widerstand im strömenden Wasser geringer sein müßte, als der im ruhenden, wenn der Körper mit derselben Geschwindigkeit durch dieses hindurchgezogen wird. Ich will zu den theoretischen Erwägungen, die dafür geltend gemacht sind, hier nicht Stellung nehmen, möchte es aber nach den Ergebnissen der Luftwiderstandsmessungen für sicher halten, daß die Ungleichheit der Widerstände praktisch vorhanden ist, jedoch in umgekehrtem Sinne wie behauptet, begründet durch die als Turbulenz bezeichnete Wirbelbewegung der natürlichen Strömung. Sie äußert sich in einem dauernden Schwanken der Geschwindigkeit nach Größe und Richtung, von dem die in Fig. 11 dargestellten Messergebnisse ein Beispiel geben. Diese Schwankungen rufen eine merkliche Erhöhung der scheinbaren Schubspannung des Mediums

und damit des von ihm ausgeübten Widerstandes hervor. Diese Widerstandserhöhung bedingt übrigens für Luftschiffe eine praktisch nicht unwesentliche Herabsetzung der Fahrgeschwindigkeit im Winde gegen über derjenigen bei ruhiger Luft.

Zur Beseitigung der Turbulenz wird in der Anstalt von Professor Prandtl der Windstrom durch ein System von Gleichrichtern und Beruhigungswiderständen geschickt. Wie weit dieses Ziel erreicht wird, bleibe dahingestellt. Groß kann der durch die verbleibende Turbulenz entstehende Fehler jedenfalls nicht sein, und er dürfte durch die Einfachheit der ganzen Anordnung, die auch Druckmessungen am Modell leicht auszuführen gestattet (Fig. 12), mehr als aufgewogen werden. Ein Nachteil, der allen Luftwiderstandsmessungen am Modell anhaftet, ist die

Ergebnisse von Druckmessungen an einem Luftschiffmodell.

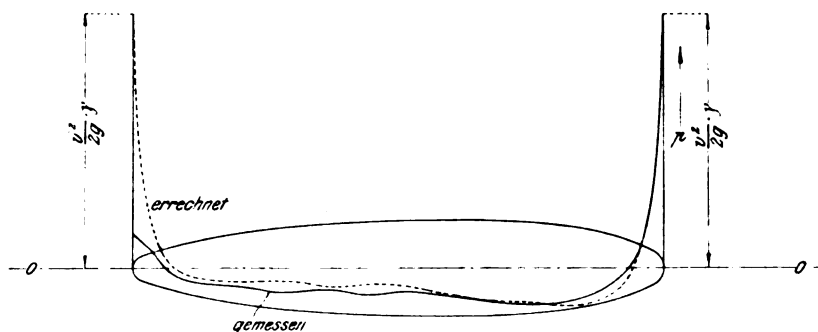


Fig. 12.

Geringfügigkeit der zu messenden Kräfte, die leicht zu fehlerhaften Ergebnissen führt.

Die Grundbedingung des Modellversuchs, daß das Modell unter ähnlichen Strömungsverhältnissen wie das Schiff untersucht wird, ist für luftschiffbauliche Versuche ebensowenig leicht wie für schiffbauliche zu erfüllen. Bei letzteren wird dadurch, daß das Geschwindigkeitsverhältnis von Modell und Schiff gleich dem Verhältnis der Wurzeln aus den Längen gewählt wird, nur die Wellenbildung ähnlich gemacht. Der Vorgang der Reibung wird beim Versuch außer Betracht gelassen, und nur rechnerisch sein Einfluß auf den Widerstand berücksichtigt. Dieses Geschwindigkeitsverhältnis wird, soviel mir bekannt, auch beim Unterwasserschleppen beibehalten, obgleich es in demselben Maße an Berechtigung verlieren wird, wie die Wellenbildung verschwindet.

Unter Verhältnissen, wo letzteres vollständig zutrifft, insbesondere also bei der Untersuchung von Luftschiffen, soll der Theorie zufolge die Geschwindigkeit

nicht verkleinert, sondern vielmehr soweit vergrößert werden, daß für Schiff und Modell das Produkt aus Länge und Geschwindigkeit konstant bleibt. Dieser Schluß wird zwar innerhalb engerer Grenzen durch den Versuch bestätigt; daß in der Tat unter diesen Umständen die Bewegungsvorgänge ähnlich ausfallen, zeigen u. a. die schon erwähnten Aufnahmen von Bairstrow. Für den Vergleich von Modell und Schiff möchte ich dieser Theorie jedoch besonderen praktischen Wert nicht zusprechen. Es erscheint mir vollkommen ausgeschlossen, daß bei der fundamentalen Geschwindigkeitsänderung, die nach ihr vorgenommen werden müßte, die Wirbelbewegung praktisch noch demselben Gesetze folgt. Hinzu kommt, daß solche Geschwindigkeiten versuchstechnisch nicht verwirklicht werden können.

Praktisch wird auch dieser Anschauung nicht Rechnung getragen. Man ist auf Grund weitergehender theoretischer Erwägungen der Ansicht, daß kein großer Fehler in der relativen Beurteilung der Verhältnisse entsteht, wenn nur die Messungen bei nicht allzu verschiedenen Geschwindigkeiten vorgenommen werden. Interessant für uns Schiffbauer ist die Tatsache, daß der Vorschlag gemacht ist, Luftwiderstandsversuche in das Wasser zu verlegen, da die geringere Zähigkeit desselben nach der Theorie gestattet, die Versuche mit verminderter Geschwindigkeit durchzuführen. Auf diesem Gebiete kann jedenfalls unser Wissen durch Parallelversuche in Luft und Wasser noch wesentlich erweitert werden: was uns fehlt, sind m. E. zunächst eingehende darstellende Untersuchungen der Wirbelvorgänge bei verschiedenen Geschwindigkeiten und verschiedenen Körpermaßen.

Angesichts der Fehlerquellen, welche die Ausführung und Verwertung der Modellversuche nach vorstehendem immerhin enthält, besteht auf beiden Fachgebieten das Bedürfnis, soweit als möglich auch Versuche im Großen durchzuführen. Hier stellen sich die Verhältnisse im Luftschiffbau im allgemeinen wesentlich günstiger als im Schiffbau. Was bei den Modellversuchen hinderlich ist, die Geringfügigkeit der Kräfte, ist hier angenehm. Man hat überall, auch beim Messen der größten Kräfte, Größenordnungen, die man meßtechnisch bequem bewältigen kann. Natürlich können Versuche am Objekt selbst nur schwer die Ausdehnung von Modellversuchen annehmen und wissenschaftliche Versuche wegen allgemein störender Nebeneinflüsse, wie z. B. der Turbulenz der Luftbewegung, weniger gut durchgeführt werden. Immerhin aber spielen in der Luft Versuche am Objekt selbst eine große Rolle. Erwähnen möchte ich die vielfachen Versuche mit ausgeführten Schrauben, besonders von Bendemann in Lindenberg, die Versuche an ausgeführten Flugzeugen und schließlich die Auslaufversuche des Luftschiffbau Zeppelin zur Bestimmung des wirklichen Widerstandes von Luftschiffen.

Ob freilich gerade solche Auslaufversuche zur Bestimmung des Widerstandes ganz einwandfrei sind, ist nicht sicher; zwar fällt das eine Bedenken, das im Schiffbau gegen sie spricht, die wechselnde Wellenbewegung fort, dafür aber besteht das andere, daß auch die Art der Ablösung der Wirbel in einem Verzögerungszustande anders ist, als in einem stationären.

3. Wirkungsweise und Ausbildung der Antriebsmittel.

Mit der Frage des Widerstandes hängt in beiden Fachgebieten die des Antriebs der Fahrzeuge eng zusammen, und die Aufgabe, günstige Hilfsmittel zur Übertragung der Antriebskräfte zu schaffen, ist für beide gleich wichtig. Das Mittel dazu ist in beiden Fällen die gegen die Fahrtrichtung geneigte Fläche der Schraube, im Schiffbau auch diejenige des Schaufelrades, Segels und Ruders. Die Erkenntnis der mechanischen Wirkung dieser Fläche ist durch die Einführung der gewölbten

Die gewölbte Platte.

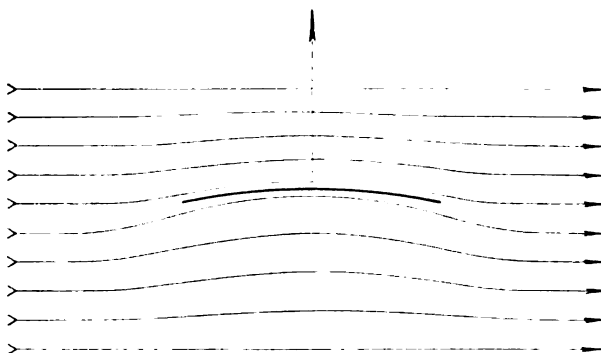


Fig. 13.

Platte wesentlich gefördert worden, die die Flugtechnik ihrem genialen Begründer Lilienthal zu danken hat. Ein sprechender Beweis dafür, wie im Grunde ein großer Teil der wissenschaftlichen Erkenntnis den praktischen Bedürfnissen, und heutzutage in einem höheren Grade die Naturwissenschaft der Technik folgt als umgekehrt. Die gewölbte Platte (Fig. 13) zeichnet sich dadurch aus, daß sie, waagrecht durch die Luft gezogen, neben dem Widerstande in der Windrichtung eine Auftriebskraft ergibt und daß bei Neigungen zur Windrichtung diese Auftriebskraft wesentlich wächst und einen sehr viel höheren Wert gegenüber dem Widerstande erreicht, als bei der einfachen Platte. Die theoretische Erklärung liegt darin, daß an der Oberseite der gewölbten Platte größere Geschwindigkeit und damit kleinerer Druck, an der Unterseite kleinere Geschwindigkeit und damit erhöhter Druck herrscht.

Eine Anschauung davon gibt Fig. 14, Versuchsergebnisse aus der Göttinger Anstalt, die gleichzeitig erkennen lassen, daß man die Wölbung nicht allzuweit treiben darf. Besonders beachtenswert ist die Überlegenheit der gewölbten Platte

Verhältnis von Auftrieb zu Widerstand bei ebenen und gewölbten rechteckigen Platten.

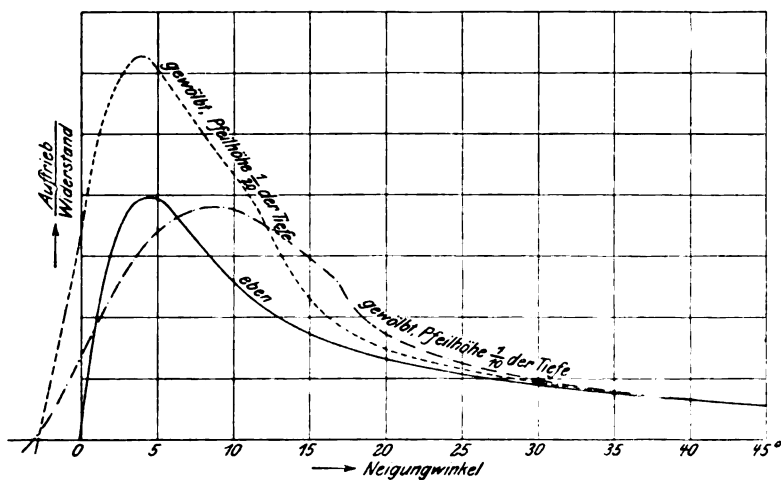


Fig. 14.

Tragflächenformen.

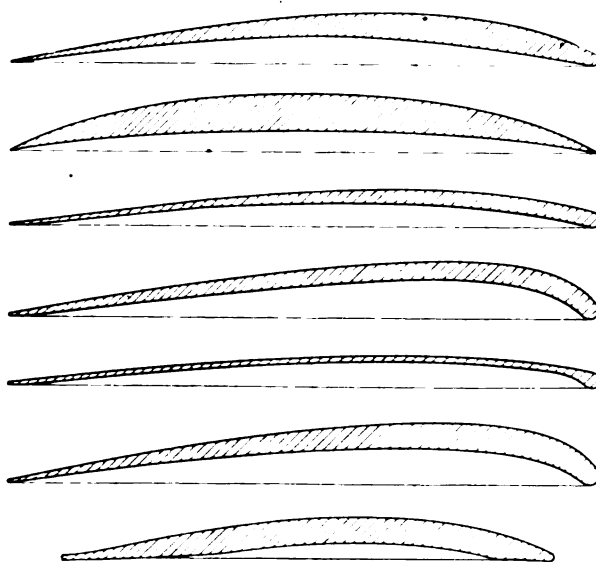


Fig. 15.

für ganz kleine Anstellwinkel und der Umstand, daß sie schon beim Anstellwinkel 0 einen erheblichen Auftrieb besitzt. Auf die Art der Wölbung im einzelnen kommt es offenbar nicht so sehr an. Im allgemeinen ist es wohl vorteilhaft, die stärkere

Wölbung an die Vorderkante zu legen und diese zu verdicken. Wie sehr die ganze Flugtechnik von dieser Eigenart der gewölbten Platte abhängt, ist bekannt. Zur Illustration seien einige Tragflächenformen angeführt, Fig. 15. Für den Schiffbau hat die gewölbte Platte weniger unmittelbare Bedeutung. Indessen wirft die Kenntnis der Verhältnisse der gewölbten Platte schon ein klärendes Licht auf die vielfach so rätselhaft erscheinende gute Wirkung bauchig geschnittener Segel. Erwähnt sei nur, daß sich bei bestimmten Wölbungsverhältnissen und bestimmter Gestaltung der Eintrittskante anscheinend tatsächlich Richtungen des Auftriebes erzielen lassen, die einen direkten Vorwärtzug erzeugen und auch den Segelflug der Vögel erklären.

Genau dasselbe wie für Tragflächen gilt auch für Schrauben. Auch bei ihnen handelt es sich um das Problem, mit möglichst geringem Widerstand in der Bewegungsrichtung einen großen Schub senkrecht dazu zu erzielen. Luftschrauben sind deshalb schon ziemlich von Anfang der Entwicklung an mit gewölbtem Querschnitt konstruiert worden. Ein Beispiel dafür zeigt Fig. 16, Schnitte einer Luftschraube, die zu Versuchszwecken angefertigt wurde und einen sehr günstigen Wirkungsgrad erzielte. Diese Auffassung der Schraubenform als Tragflächenform war dem Schiffbauer bis vor kurzem fremd, d. h. nur mit Bezug auf ihre Begründung, nicht hinsichtlich ihrer praktischen Anwendung als Tragflächenform. Zum Beweise für die äußere Übereinstimmung der Formen seien neben die Schnitte der Luftschraube die Schnitte einer Schiffsschraube in Fig. 17 gestellt. Eine Seite ist zwar bei ihr eben, die andere aber ebenfalls gewölbt und das Gesamtbild demjenigen der Luftschraube gar nicht so unähnlich, wenn man sich von der alten Anschauung frei macht, daß eine Schraube sich im Wasser fortschraubt und daher das Wesentliche ihre Druckseite wäre. Heutzutage ist diese Auffassung nicht mehr aufrecht zu erhalten. Wir wissen, daß die Schraube durch die Beschleunigung des Flüssigkeitsstromes wirkt, den sie durch sich hindurchsaugt und drückt, und daß das Wesentlichste dabei die Wirkung ihrer Saugseite ist. Der Beweis hierfür ist der Schiffbautechnischen Gesellschaft vorgeführt in schönen Schraubenströmungsbildern von Flamm. Auch von anderen schiffbaulichen Forschern ist diese Tatsache betont und für Luftschrauben durch vergleichende Experimente von Bendemann und Druckmessungen an Schraubenflügeln von Fuhrmann einwandfrei bewiesen. Theoretisch ist sie leicht aus dem Umstande zu erklären, daß auf der Saugseite die größeren Flüssigkeitgeschwindigkeiten herrschen. Die Konstruktion der Schiffsschraube ist gewissermaßen in zwei Punkten fehlgegangen. Man hat geglaubt, es käme auf die mathematische Schraubengestaltung und auf die Druckseite an. In diesem Glauben hat man die Druckseite mathematisch gestaltet und

die Saugseite gewölbt gemacht, da man Material zur Festigkeit brauchte. Diese beiden Fehler haben sich ausgeglichen und dadurch ist das, was man braucht, nämlich die richtige Wölbung an der richtigen Seite von selber entstanden.

Aus dieser Erkenntnis erhält auch der ganze Begriff der Steigung eine gegen früher sehr geänderte Beleuchtung. Die mathematische Steigung der

Luftschraube.

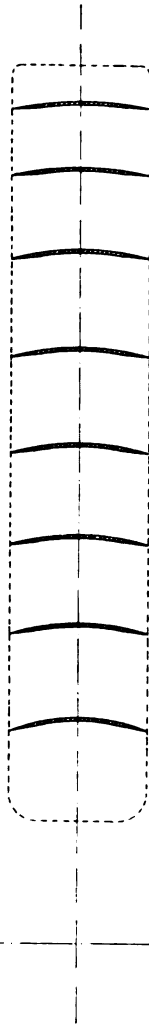


Fig. 16.

Schiffsschraube.

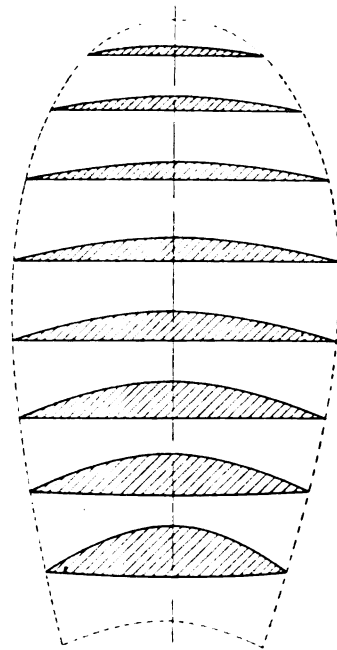


Fig. 17.

Druckfläche ist nur ein zeichnerisches, als solches freilich sehr wertvolles Hilfsmittel, hat aber keine physikalische Bedeutung. Die wirklich wirksame Steigung ist, wie auch aus Modellversuchen, z. B. den gründlichen Untersuchungen von Dr. Gebers, bekannt ist, erheblich größer und nähert sich der Steigung der Saug-

seite an der Austrittskante. Auch das etwas rätselhafte Auftreten des negativen Slips kann man mühelos durch diesen Umstand erklären; ein tatsächlicher negativer Slip braucht dabei noch längst nicht vorhanden zu sein, und man braucht nicht zu der etwas gewundenen Erklärung eines so starken Vorstromes zu greifen, wie es gewöhnlich geschieht.

Es erscheinen so die Wasserschrauben durch die Erkenntnis, die wir von den Luftschrauben her gewonnen haben, in einem neuen Lichte. Praktisch wird nichts geändert, aber die wissenschaftliche Durchdringung der Erscheinung wesentlich erleichtert.

Aus dieser weitgehenden Gleichheit der grundlegenden Verhältnisse bei Luft- und Wasserschrauben folgt auch eine weitgehende Analogie in vielen Einzelfragen, die hier nicht alle verfolgt werden können. Bei beiden Schraubenarten haben anscheinend die Einzelheiten der Flügelform keine so große Bedeutung, wenn nur die Hauptsache, eine gute Wölbung der Saugseite, erreicht ist. Die Druckseite kann ohne Schaden sehr flach gewölbt oder eben sein. Auf die Vorderkante kommt es ebenfalls wenig an. Sie kann verdickt sein und vielleicht sind mit einer Verdickung sogar Vorteile verbunden. Dagegen muß die Austrittskante sehr schlank und gut ausgeschärft sein. Der Wirkungsgrad wächst mit der Vergrößerung der Steigung, d. h. der Verkleinerung der Tourenzahl, wenn man gleichzeitig den Durchmesser der Schrauben groß genug machen kann. Die Breitenausdehnung der Schraubenflügel in Luft und Wasser ist, wie schon der Vergleich von Fig. 16 und 17 zeigt, sehr verschieden und nach Reissner durch die verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten begründet.

IV. Der Schiffskörper.

Es liegt auf der Hand, daß im Gegensatz zu den bisher behandelten grundlegenden Gebieten die Einzelheiten des Schiffskörpers und der Maschinenanlagen weniger direkte Vergleichspunkte bieten. Es sind nur noch Berührungspunkte, die aber immerhin dem Schiffbauer das Verständnis des Luftschiffbaues leicht machen, da es sich in beiden Gebieten um die Grundtatsache handelt, daß das Gewicht ausschlaggebend ist. Den weiteren Maßstab für das Verständnis gibt die oben betonte Grundgleichung, 1000 kg im Wasser = 1 kg in der Luft, was in gewissen Grenzen sowohl für die Gewichte als auch für die auftretenden Kräfte gilt.

1. Die Festigkeit des Schiffskörpers.

Der Schiffskörper muß instande sein, die Form des Schiffes zu erhalten, alle Einzelkräfte und Einzelgewichte aufzunehmen und den Innendruck auszuhalten, den das direkt im Körper oder in besonderen Zellen untergebrachte Gas ausübt.

Bei den Prallluftschiffen muß die Hülle diese Aufgaben zusammen erfüllen. Der Druck des Innenraumes dient hier, wie bereits gesagt ist, direkt zur Formerhaltung und muß in seiner Grenze den längsschiffs auftretenden Biegemomenten angepaßt werden. Er muß so hoch sein, daß die durch ihn erzeugten Zugspannungen in der Hülle des Schiffes stets mit der nötigen Sicherheit größer sind als die Druckspannungen, die durch die Längsbiegemomente hervorgerufen werden können. Eine Verkleinerung dieser Biegemomente, eine Verteilung der an dem Schiff unten angreifenden Gewichte auf eine möglichst große Länge des Tragkörpers ist daher eine Grundbedingung des Prallluftschiffbaues. Es sind dafür verschiedene Lösungen möglich. Beim Parsevalschiff hängt die eine kurze Gondel sehr tief an Seilen, die sich möglichst weit nach vorn und hinten spreizen; bei einigen französischen Konstruktionen ist die Gondel so lang gemacht, daß ihre Befestigungstau fast auf der ganzen Länge angreifen; bei anderen, den sogenannten halbstarren Konstruktionen, ist zwischen Tragkörper und Gondel eine metallene Kielgerüstkonstruktion eingeschaltet, die entweder lose unter dem Schiff hängen oder fest mit ihm verbunden sein kann; beim Siemens-Schuckertschiff und seinen Nachfolgern ist ein Laufgang aus vertikalen Stoffbahnen unten befestigt, der einen großen Teil der Biegemomente aufnimmt.

Bei den Starrluftschiffen sind die Beanspruchungen aus dem Innendruck der Gaszellen und den Längsmomenten ganz getrennt. Das Verständnis für die ganze Bauweise wird erleichtert, wenn man bedenkt, daß es sich um sehr kleine Kräfte handelt und daß die Druckglieder des Gerüsts sehr lang sind, daß also der Druck stets zur Knickung wird. Die Zugglieder sind natürlich immer bester Stahldraht; etwas anderes kommt nicht in Frage. Für Knickbeanspruchung langer Träger, die nur kleine Kräfte aushalten müssen und möglichst leicht sein sollen, kommt es aber durchaus nicht so sehr auf die Druckfestigkeit des Materials an, sondern auf den Elastizitätsmodul und auf die Herstellung eines möglichst großen Trägheitsmomentes des Querschnittes. Daher ist die Verwendung unseres sonst besten und eigentlich einzig in Betracht kommenden Baumaterials, des Stahls, hier durchaus nicht von vornherein das Gegebene, und es scheint sogar, daß man mit Leichtmetallen und leichten Baustoffen wie Holz wesentlich besser fährt. Denn bei der Verwendung von Stahl kommt man, wenn man die nötige Leichtigkeit erzielen will, schließlich auf Verbände so geringer Materialdicken, daß dieselben aus praktischen Gründen unausführbar werden oder so leicht einbeulen, daß das theoretisch vorhandene Trägheitsmoment gegen Knickung tatsächlich nicht mehr wirksam werden kann. Ganz ähnliche Verhältnisse haben wir beim Bau kleiner Boote, bei denen ebenfalls das Holz aus ähnlichem Grunde den Vorzug behält.

Diese Überlegungen spielen sogar mehr als allgemein angenommen auch in die Bauweise der großen Schiffe hinein. Auch hier gibt es viele Stellen, an denen mit einer Verbesserung der Festigkeit des Materials allein nicht viel zu erreichen ist, da die Druckbeanspruchung sich hier in eine Beanspruchung der ebenen Platte auf Wellenbildung verwandelt hat, der die Knickerscheinung ganz ähnlich ist. Es ist daher ganz falsch, Materialien für den Luftschiffbau nur nach ihrer Festigkeit, nach ihrer Reißlänge zu beurteilen.

Auch im allgemeinen haben die Festigkeitsverhältnisse beider Fahrzeuge, wie von Flamm hervorgehoben, mancherlei Ähnlichkeit. Bei beiden ist die Festigkeit einwandfrei nur gewährleistet im Element, und die gefährlichen Zustände treten beim Herausnehmen aus dem Element ein, d. h. beim Docken des Schiffes und beim Aufhängen des leeren Luftschiffes in der Halle. Beim Luftschiff muß immer, bei manchen Schiffstypen unter Umständen, die Art der Belastung vorsichtig den Deplacementsverhältnissen angepaßt werden. Beim Füllen der einzelnen Zellen eines starren Schiffes muß beispielsweise die Füllung und die Belastung des Luftschiffes genau Hand in Hand gehen, wenn man eine unzulässige Beanspruchung des Schiffes vermeiden will.

2. Die Unterteilung des Schiffskörpers.

Die Unterteilung des Schiffskörpers in gegeneinander abgedichtete Abteilungen spielt beim Luftschiff dieselbe Rolle wie beim Seeschiff. Sie ist bei den Prallluftschiffen nur teilweise durchgeführt, beispielsweise beim Siemens-Schuckertschiff, was einen großen Nachteil dieser Luftschiffsysteme bildet. Es sei nur an den Unfall der „République“ erinnert. Beim Starrluftschiff ist sie ohne weiteres gegeben. Die Querwände bilden hier ebenso wie beim Schiff ein Hauptmittel für die Herstellung der Querfestigkeit und das Leerlaufen einer Gaszelle, vergleichbar dem Vollaufen einer Abteilung im Schiff, bringt auch hier Beanspruchungen der Trennungswand hervor, die dem Druck auf ein wasserdichtes Schott ganz ähnlich sind.

Auf die Frage der konstruktiven Anordnung der einzelnen Teile, der Gondel, des Laufganges usw., kann hier nicht weiter eingegangen werden.

V. Die Maschinenanlage.

Hier sind direkte Vergleichspunkte und Stellen, an denen die eine Technik aus der anderen lernen könnte, wohl noch weniger vorhanden. Als einer der wenigen Punkte sei nur bemerkt, daß die Trennung in eine schnelllaufende Maschine und eine langsam laufende Schraube hier genau ebenso erwünscht ist wie heutzutage im

Schiffbau mit seinen schnellaufenden Turbinen. Während aber beim Schiffbau die Trennung schwierig ist, ist sie im Luftschiffbau mit seinen kleinen Kräften ohne weiteres durchzuführen und in der großen Mehrzahl der Fälle auch durchgeführt.

Sehr groß wird dagegen die Gleichheit der Entwicklung, wenn man betrachtet, wie die Gewichtsgestaltung der Maschinenanlage die Lebensfähigkeit beeinflusst. Wir haben Typen von Schiffen, die nur durch die Leichtigkeit der Maschinenanlage überhaupt denkbar sind, vor allem Torpedoboote und Motorboote. Im Luftschiffbau ist die gesamte Entwicklung erst ermöglicht, sie ist geradezu geschaffen erst durch die Entwicklung des Maschinengewichtes. Ohne die Automobilindustrie, die aus den bis dahin wenig entwickelten und schweren Benzinmotoren in wenigen Jahren ein ausgezeichnetes, leichtes Maschinensystem gemacht hat, wären die Luftschiffe überhaupt undenkbar.

Den Vergleich noch weiter auszudehnen auf alle die einzelnen Punkte der Ausrüstung, Einzelheiten der konstruktiven Anordnung usw., in denen noch Beziehungen vorhanden sind, würde schließlich zu einer leeren Aufzählung führen. Es sei nur noch darauf hingewiesen, daß auch in der Handhabung und Führung naturgemäß dieselben Beziehungen bestehen und daß in vieler Hinsicht Navigation und seemännische Führung von Luftschiffen und Seeschiffen sich sehr ähnlich sind. Die Hauptabweichungen liegen in der bei Luftschiffen hinzutretenden Höhennavigation mit ihren Folgen und in den Eigentümlichkeiten des Luftmediums, vor allem in meteorologischer Beziehung.

Die Grundtatsache aber, daß Luftschiffbau und Seeschiffbau zwei ganz ähnliche Gebiete sind, daß die wissenschaftliche Durchdringung bei vielen der grundlegenden Fragen für beide Gebiete dieselben Wege gehen kann und zahlreiche Anregungen aus dem einen Gebiet ins andere hinübergangen, dürfte aus den Darlegungen hervorgehen. Vielleicht tragen sie dazu bei, die Fühlung der Forscher beider Gebiete noch enger zu gestalten, als sie heute ist.

Diskussion.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley :

Meine Herren! Ich glaube, Sie werden mir alle darin beistimmen, daß eine Diskussion dieses Vortrages unterbleiben muß, weil der Herr Verfasser nicht in der Lage ist, seine Anschauungen zu vertreten. (Zustimmung.)

Ich möchte deswegen zunächst Herrn Baumeister Schlichting dafür danken, daß er uns diesen Vortrag zu Gehör gebracht hat, und auch dafür, daß er sowohl wie Herr Baumeister Besch sich der Mühe unterzogen haben, die im Manuskript vorliegende Arbeit druckfertig gemacht und auch die Korrektur gelesen zu haben.

Der Wert dieser Arbeit liegt hauptsächlich darin, daß sie uns die weiten Perspektiven eröffnet, welche der Forschung noch gestellt sind, indem späterhin Versuche auf dem Gebiete des Seeschiffbaues und des Luftschiffbaues unabhängig voneinander angestellt werden können, welche sich wechselseitig in Vergleich ziehen lassen. Auf diese Weise würden wir viel eher zu greifbaren Resultaten kommen, als dies bisher möglich war, wo wir allein auf die Versuche in der Seeschifffahrt angewiesen waren und analoge Verhältnisse bei der Luftschifffahrt nicht benutzen konnten.

Meine Herren! Bei der Tragik, die mit der Fertigstellung dieser Arbeit verbunden ist, stellt sie sich gewissermaßen als ein Vermächtnis des Verblichenen an die Schiffbautechnische Gesellschaft dar, und ich möchte Sie bitten, sich zu Ehren des Verstorbenen von Ihren Sitzen zu erheben. (Geschicht.) Ich danke.

XII. Harmonie der Schiffsformen.

Vorgetragen von Zivilingenieur M. H. Bauer-Berlin.

Zu verschiedenen Zeiten sind von Ingenieuren und Mathematikern Versuche angestellt worden, durch geometrische Auflösung der Schiffsform die Vorausbestimmung gewisser Schiffseigenschaften zu ermöglichen und durch die daraus entwickelten Formeln das Zeichnen der Schiffslinien zu vereinfachen.

Bekannt sind dem Schiffbauer die daraufhinzielenden Arbeiten von Chapman, Nyström, Scott Russell, Taylor und anderen Forschern.

Sie alle waren bestrebt, für Wasserlinien und Spanten Formeln zu finden, welche auf einer Grundgleichung aufgebaut sind und dabei alle Einflüsse und Bedingungen berücksichtigen, welche durch den Zweck des Schiffes entstehen.

Diese Aufgabe haben besonders Chapman und Nyström zu lösen versucht. Das Resultat ist ein schwer anwendbares System gewesen, welches sich auf der Parabel als Grundform aufbaut und für den praktischen Schiffbau direkt nicht verwendbar ist.

Die Parabel ist von den einzelnen Forschern vermutlich nur deshalb gewählt worden, weil ihr mathematischer Ausdruck ein relativ einfacher ist, weniger aus dem Grunde einer großen Ähnlichkeit mit den wirklichen äußeren Schiffsformen.

Die Arbeiten der genannten älteren Forscher bieten deshalb für den Schiffbauer mehr Aushilfsmittel als wirkliche Mittel zur Ausgestaltung der Schiffslinien.

Die neueren Formeln von Taylor*) zur rechnerischen Ermittlung der Wasserlinien und Spanten setzen eine umfangreiche Vorarbeit und wohl auch eine große Erfahrung in der Benutzung der einzelnen Koeffizienten voraus, als daß sie ein allgemein verwendbares Mittel des praktischen Konstrukteurs werden können.

Die Taylorschen Formeln für Wasserlinien und Spanten sind auf Beziehungen zwischen dem Völligkeitsgrad der Flächen und der Tangente des Einfall- bzw. Ausfallwinkels aufgebaut. Sie geben keinen Aufschluß über den Zusammenhang der Schiffsformen untereinander.

*) Society of Naval Architects & Marine Engineers 1903.

Die bisherigen verhältnismäßig geringen Fortschritte, welche alle analytischen Versuche zur Förderung der Schiffsgeometrie gemacht haben, waren geeignet, in vielen Ingenieuren die Ansicht zu stärken, daß es aussichtslos sei, die Form des Schiffes mit ihren überaus zahlreichen Varianten in eine Formel zu bannen. Man hat es in Schiffbauerkreisen sogar lange als eine Profanation bezeichnet, die Kunst des Linienzeichnens durch abstrakte Lehren ersetzen zu wollen, und auch heute noch wird der Schiffbau nicht frei von dieser Meinung sein.

Man spricht dem Schiffskörper nur die eine geometrische Eigenschaft zu, links und rechts von der Mittellängsebene formengleich zu sein, sich im übrigen in keine mathematische Formel passen, also sich geometrisch nicht auflösen zu lassen.

Man soll nun auf unmögliche und überflüssige Dinge keine Zeit verschwenden deshalb drängt sich hier die Frage in den Vordergrund, ob es überhaupt von Wert ist, den geometrischen Zusammenhang der einzelnen Schiffslinien und ihren Einfluß auf die Eigenschaften des Schiffskörpers zu kennen.

Die sich stetig vergrößernde Zahl der Versuchsanstalten für Schiffbau, in denen vornehmlich die Gesamtgröße des Widerstandes gegen die Schiffsbewegung ermittelt wird, kennzeichnet den wirtschaftlichen Wert der in dieser Beziehung notwendigen schiffbautechnischen Forschungsarbeit. Mit der Feststellung der Gesamtwiderstandswerte durch Messung ist aber die Forschungsarbeit nicht erschöpft, sondern es ist nur ihre Grundlage, das Vergleichsmaterial geschaffen. Wir wissen, daß die Modellversuche allein nicht genügende Klarheit in das Verhältnis der einzelnen Widerstände zueinander bringen, welche den Gesamtwiderstand gegen die Schiffsbewegung ausmachen.

Neben den Versuchen muß die wissenschaftliche Überlegung einhergehen, damit eine Verallgemeinerung der Erkenntnis erfolgen kann und damit die Studien in den Versuchsanstalten eine zielbewußte Direktive besitzen, ohne welche Versuche jeder Art zu einem einfachen Umhertasten werden.

Der hohe Preis der Modellversuche und die starke Belastung der Versuchsanstalten rechtfertigen den Wunsch, die wissenschaftliche Behandlung der Widerstandsfragen und die von ihr nicht abzutrennende Durchführung einer geometrischen Auflösung des Schiffskörpers nicht aus dem Auge zu lassen, sondern sie nach Möglichkeit zu fördern, damit es im praktischen Rahmen möglich ist, ohne Modellversuche diejenigen Schiffsformen zu finden, welche den geringsten Widerstand gegen die Fortbewegung erzeugen, damit es ferner durchführbar ist, diese Eigenschaften bereits vor Fertigstellung des Linienrisses zahlenmäßig festzustellen.

Die zweite wichtige Frage ist die nach der Möglichkeit einer geometrischen Auflösung des Schiffskörpers, oder genauer umgrenzt, der eingetauchten Schiffsförm.

Die Schiffbautechnik kennt seit langem einfach gestaltete Annäherungsformeln zur Berechnung von Schwerpunktsabständen, metazentrischen Höhen, Spantumfängen, benetzten Oberflächen usw. Diese Formeln setzen uns in die Lage, die genannten Größen mit einer auffallenden Genauigkeit berechnen zu können, ohne daß wir mehr als die Hauptabmessungen des Schiffes und die einzelnen Völligkeitsgrade besitzen. Wir kennen ferner brauchbare Formeln für die Verhältnisse der Völligkeitsgrade untereinander.

Wäre nun die praktische Anwendbarkeit und die in manchen Fällen verblüffende Präzision dieser Formeln, welche meistens Gleichungen der geraden Linien sind, überhaupt möglich, wenn nicht einfache geometrische Beziehungen der Schiffsförm zueinander vorhanden wären? Wohl kaum.

Wenn die Forschung jedoch bisher diese Beziehungen nicht aufgedeckt hat, so ist anzunehmen, daß die eingeschlagenen Wege nicht zum Ziele führen konnten,

Das Bestreben ist bisher in der Hauptsache dahin gegangen, mathematische Ausdrücke für den Verlauf der den imaginären Schiffskörper einhüllenden Linien (Wasserlinien und Spanten) zu finden, um das Zeichnen der Schiffslinien zu vereinfachen. Das ist nun bis zu einem gewissen Grade erreicht worden. Mehr aber auch nicht, denn die ermittelten mathematischen Ausdrücke können nicht als Mittel zur Klarlegung des inneren Zusammenhangs der Schiffsförm dienen.

Gelegentlich der Ausarbeitung meiner Hilfsmittel zur Konstruktion und Berechnung von Schiffslinien sind mir Beziehungen der vorhandenen Schiffsförm zueinander bekannt geworden, welche mich veranlaßten, die Studien über die Abhängigkeit der Schiffseigenschaften von der Unterwasserförm fortzusetzen, mit der Absicht, eine Geometrie der Schiffsförm zu finden, welche möglichst auf alle vorkommenden Fälle anwendbar ist, einen natürlichen Aufbau zeigt und eine einfache, möglichst zeichnerische Ermittlung der hauptsächlichsten Schiffslinien gestattet.

Es gelang mir vor etwa 10 Jahren, diese Arbeiten zu einem gewissen Abschlusse zu bringen. Ich habe seitdem die damals ermittelten Konstruktionsregeln bei mehreren hundert ganz verschiedenen Schiffskörpern zur Anwendung gebracht, um die praktische Brauchbarkeit geometrischer Grundlagen vor der Veröffentlichung genau prüfen zu können.

Das Resultat dieser mehrjährigen Studien ist die fortgesetzte Vereinfachung der beobachteten geometrischen Beziehungen der Schiffslinien untereinander gewesen, über welche Ihnen vorzutragen ich heute die Ehre habe.

I.

Bei dem unter Wasser liegenden Teil des Schiffes muß man unterscheiden zwischen Teilen, welche dazu dienen, das Schiffsgewicht zu tragen, und Teilen, welche aus Gründen der Betriebseigenart, des Verwendungszweckes und der Herstellung des Schiffskörpers vorhanden sind.

Zu diesen letztgenannten Teilen gehören das Totholz, welches zur Vergrößerung des Lateralplanes dient, die Wellenhosen, der Rammsporn, der Außenkiel, die Steven, die Anschwellung über dem Ruder moderner Schnelldampfer, die Flosse bei den Kielyachten usw., also die so trefflich mit Anhängsel bezeichneten Schiffsteile.

Entfernen wir alle diese Teile vom Schiff, so erhalten wir einen glatt verlaufenden Schwimmkörper, ohne Wasserlinien, Schnitte, Senten und Spanten mit doppelter Krümmung. Dieser Schwimmkörper besitzt eine, wenn auch vorläufig noch nicht erkennbare geometrische Ähnlichkeit mit dem eingetauchten Körper der Wasservögel, der Seehunde, Walfische und anderer Fische, bei denen selbstverständlich die besonderen Fortbewegungseinrichtungen gewisse Einwirkungen auf die Körperform haben.

Bei dem Entwurf der Schiffslinien geht man bekanntlich von einer Spantflächenskala aus, deren Form man dann verschiebt, bis der Auftriebsschwerpunkt die verlangte Lage eingenommen hat. In ähnlicher Weise verschiebt man auch die C. W. L.

Es ist ohne weiteres möglich, bei jedem der Anhängsel entkleideten Schiffskörper (im folgenden ist hierunter stets der eingetauchte Schiffskörper zu verstehen) die Wasserlinienflächen so zu verschieben, daß die Schwerpunkte aller Flächen übereinander, und zwar in der Mitte der W. L.-Längen liegen.

Nehmen wir dann noch denjenigen Teil des Schiffes heraus, den wir paralleles Mittelschiff nennen, so erhalten wir einen bereits wesentlich vereinfachten Schiffskörper, dessen Form einer geometrischen Behandlung zugänglich erscheint.

II.

Die geometrische Auflösung der Schiffskörperform hat nur einen Zweck, wenn wir in der Lage sind, dabei die Eigenschaften zu beeinflussen, welche bei dem Entwurf des eingetauchten Schiffskörpers zu berücksichtigen sind, also

1. statischen Auftrieb,
2. statische Formstabilität,
3. Widerstand gegen die Fortbewegung,
4. Schwimmlage in der Fahrt,

5. Lage des Auftriebsschwerpunktes,
6. Drehfähigkeit und sonstige Betriebseigenschaften.

Auf alle die Eigenschaften übt die Schiffskörperform ihren Einfluß aus. Vornehmlich ist es der Widerstand gegen die Fortbewegung, welche den Schiffbauer interessiert, denn die Widerstandsfrage ist eine Geldfrage, die von der Entstehung bis zum Abbruch des Schiffes im Vordergrund verbleibt.

Ohne in eine nähere Erörterung der bekanntgewordenen Anschauungen über den Widerstand gegen die Fortbewegung der Schiffe einzutreten, will ich kurz diejenigen Gesichtspunkte für die Beurteilung des Widerstandes des Wassers gegen seine Verlagerung durch das Schiff zusammenfassen, welche nach unserer bisherigen Erfahrung den als richtig geltenden Naturgesetzen zu entsprechen scheinen.

Es wird prinzipiell unterschieden zwischen **Verdrängungswiderstand** (auch Formwiderstand genannt), beeinflusst durch die Größe der Hauptspantfläche, die Zuschärfung der Schiffsenden und die Schiffslänge, und **Oberflächenwiderstand** (auch Reibungswiderstand), beeinflusst durch die Größe der benetzten Schiffsoberfläche, ihre Längsausdehnung und Natur.

Bei einer gegebenen Größe der Wasserverdrängung ist der geringste Verdrängungswiderstand bei einem langen Schiff mit großer Zuschärfung und der geringste Oberflächenwiderstand bei einem kurzen und dicken Schiffe zu erwarten. Bei dem langen und scharfen Schiffe ist die Hauptspantfläche relativ klein, jedoch die Oberfläche relativ sehr groß, und bei dem kurzen und dicken Schiffe die Hauptspantfläche relativ groß und die Zuschärfung relativ gering. Es bestehen also hier natürliche Gegensätze, die es bedingen, daß der Schiffskörper mit dem geringsten Gesamtwiderstand eine Form erhält, welche, extrem gesprochen, zwischen dem Lineal und der Halbkugel liegt, gewissermaßen eine in die Länge gezogene Halbkugel ist.

Die Größe des Schiffes bedingt eine gewisse Länge und Breite. Welches ist nun bei gegebener Länge und Breite die einfachste und dabei mit Rücksicht auf den Verdrängungswiderstand günstigste Schiffsform?

Nach der Mechanik ist jede Beschleunigung und Verzögerung ein Verlust an lebendiger Kraft, der um so größer ist, je plötzlicher die Beschleunigungen und Verzögerungen eintreten.

Bei der Schiffsbewegung handelt es sich um Beschleunigung und Verzögerung von Wassermassen, deren Bewegungsgröße v ausgedrückt werden kann durch

$$v = \frac{ds}{dt} = \tan \varphi.$$

Ermitteln wir bei der Keilform und der Sinoidenform, wie sie in den Fig. 1 und 2 dargestellt sind, für die verschiedenen Breiten des Schiffskörpers die Werte von

$$\tan \varphi = \frac{dy}{dx}$$

und vereinigen wir sie zu Diagrammen, so ergeben sich die Flächen ABCD.

Der Inhalt der Flächen ABCD ist in beiden Figuren trotz gleicher Werte für L, B und Völligkeit nicht gleich groß, d. h. der Mittelwert der Tangenten ist abhängig von dem Verlauf der Grundlinie, also von der Wasserlinie.

Der Verdrängungswiderstand wird allgemein ausgedrückt durch die Formel

$$W = C \cdot F \cdot v^2 \cdot \sin^2 \varphi,$$

worin F die Projektion der unter dem φ zur Fahrtrichtung aufrecht stehenden Fläche ist, v die Schiffsgeschwindigkeit, C einen Beiwert bedeutet. Da

$$\sin^2 \varphi = \frac{\tan^2 \varphi}{1 + \tan^2 \varphi}$$

ist, so sind diese Tangentenwerte für Keil- und Sinoidenform zu ermitteln und in jedem Falle die Summe der $\sin^2 \varphi$ zu bilden. Es ergeben sich die Flächen ABEF in den Fig. 1 und 2.

Die mittlere Ordinate dieser Flächen $\sum \frac{\sin^2 \varphi}{B_1}$ ist in beiden Fällen nicht gleich, sie zeigt bei der Sinoide einen 1,25 mal größeren theoretischen Wert als bei der Keilform, unabhängig von $L_1 : B_1$.

Trotzdem ist die Sinoide infolge des stoßfreien Wasserein- und -austritts als günstiger für den Verdrängungswiderstand anzusehen.

Die Keilform wird außerdem aus praktischen Gründen als Schiffsform selten in Frage kommen.

Bekanntlich hat bereits der schwedische Konstrukteur Colin Archer die Sinoide als Schiffslinie, und zwar besonders für das Vorschiff empfohlen. Ferner hat man bei der Untersuchung von Fischformen festgestellt, daß die Inhaltskurven der Fische teilweise Sinoiden, teilweise der Sinoide nahestehende Kurven sind. Ausführliche Mitteilungen hierüber hat Professor Thurston von der Institution of Naval Architects im April 1887 gemacht.

Sehr ähnlich der Sinoide ist auch die Trochoide, welche in Scott Russells Wellentheorie eine Rolle spielt und vielfach auch als Hinterschiffslinie empfohlen wird.

Man könnte die Sinoide als Wasserlinienform eines Schiffes mit rechteckigen, gleich tiefen Spanten verwenden. Ein derartiger Schiffskörper, wie er in Fig. 3

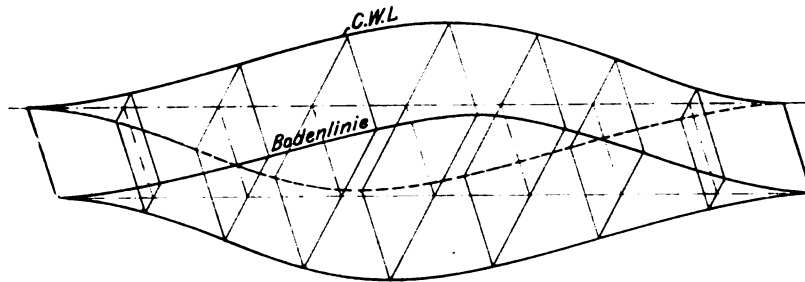


Fig. 3.

dargestellt ist, ist für den praktischen Betrieb nicht brauchbar. Er besitzt eine im Verhältnis zum Volumen zu große benetzte Oberfläche und seine Formstabilität dürfte nicht genügend groß sein.

Wählt man die Wasserlinie rechteckig und bildet die Schnitte als Sinoiden aus (Fig. 4), so erhält man einen Schiffskörper, der nicht als seefähig angesprochen werden kann und ebenfalls eine große benetzte Oberfläche besitzt.

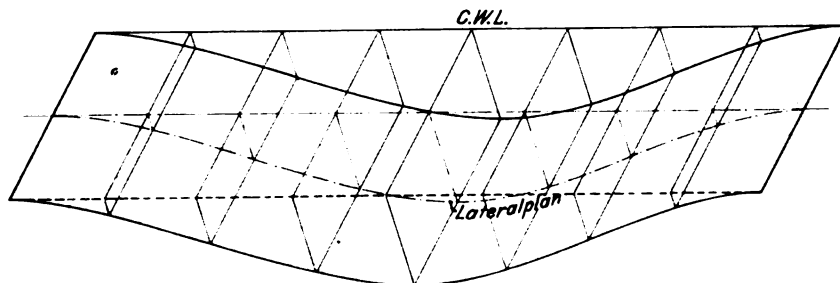


Fig. 4.

Auf die Verminderung der benetzten Oberfläche muß man jedoch bedacht ein. Wir wissen, daß bei rechteckigen Spanten das Verhältnis zwischen der Quadratwurzel aus der Fläche F und dem Spantumfang U am größten, der Spantumfang also am kleinsten ist, wenn

$$T = B_1 = 0,5 B$$

ist. Setzen wir jetzt bei allen Spanten $T = 0,5 B$, so erhalten wir einen Körper, wie ihn Fig. 5 zeigt.

Die Form der C. W. L. ist gleich der des Lateralplanes geworden, die Sinoide als äußere Begrenzungslinie ist zwar verschwunden, sie besteht aber noch als Spantflächenskala.

Der mittlere Wert der $\sin^2 \varphi$ des in Fig. 5 abgebildeten Körpers ist gleich dem des in Fig. 3 abgebildeten Körpers. Solange also die Spantlinien sich nur aus wagerechten und senkrechten Linien zusammensetzen, ist der Mittelwert aus den $\sin^2 \varphi$ -Werten, ermittelt aus den Wasserlinien, gleich dem Mittelwert aus der Spantflächenskala, wenn die Hauptspantfläche = B_1 gesetzt wird. Daraus geht hervor, daß der Einfluß der Spantflächenskala auf den Verdrängungswiderstand verbleibt.

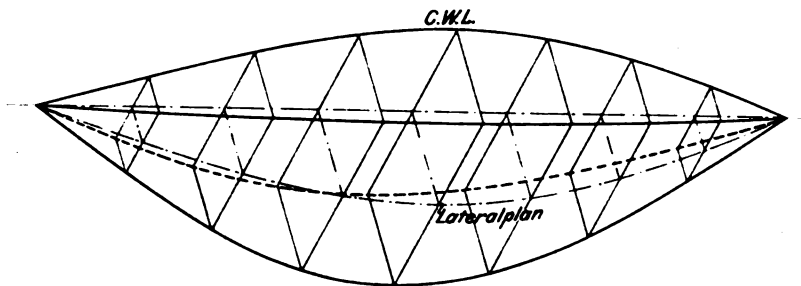


Fig. 5.

Die Ordinaten der C. W. L. und des Lateralplanes des in der Fig. 5 abgebildeten Körpers stehen in einem bestimmten Abhängigkeitsverhältnis zu den Ordinaten der Spantflächenskala.

Wenn F die ganze Spantfläche, B_1 die W. L.-Ordinate, T die Lateralplan-Ordinate bedeuten, dann ist

$$2 \cdot B_1 \cdot T = F.$$

Wenn ferner

$$\frac{B_1}{c} = T$$

gesetzt wird, also

$$\frac{B_1}{T} = c,$$

dann ist

$$\frac{B_1^2}{c} = \frac{F}{2}.$$

$$B_1 = \sqrt{\frac{F \cdot c}{2}}$$

und

$$T = \sqrt{\frac{F}{2c}}$$

Die Spanten haben in Fig. 5 einen Völligkeitsgrad $\beta = 1,0$. Soll β einen anderen Wert, z. B. $= 0,786$ (also $= \pi : 4$) besitzen, so erhält man

$$B_1 = \sqrt{\frac{F \cdot c}{2\beta}}$$

und

$$T = \sqrt{\frac{F}{2c \cdot \beta}}$$

Aus der kantigen Schiffsform ist ($c = 1$ beibehalten) ein Halbumdrehungskörper geworden (Fig. 6), also etwa die in die Länge gezogene Halbkugel, dessen Spanten

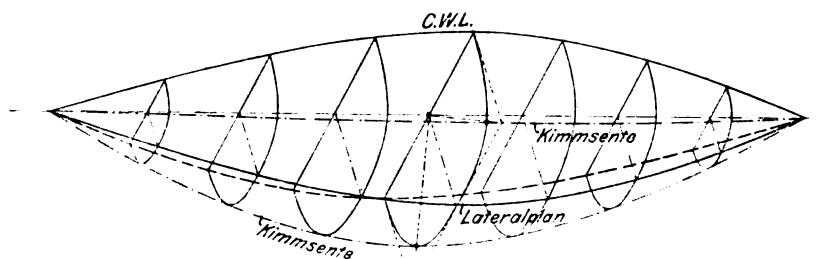


Fig. 6.

im Verhältnis zum Inhalt den kleinstmöglichen Umfang besitzen, also eine Hauptbedingung für geringen Oberflächenwiderstand erfüllen.

III.

Es bestehen, wie vorher auseinandergesetzt, bestimmte Beziehungen zwischen den Ordinaten der Inhaltskurve und denen der beiden hauptsächlichsten Begrenzungslinien. Diese Beziehungen können zum Ausdruck gebracht werden durch

$$y_1 = y^{1/2}.$$

Das wäre ein sehr einfacher mathematischer Zusammenhang zwischen der Spantflächenskala, der C. W. L. und dem Lateralplan.

Da die Gleichung der Sinoide

$$y = r \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2} + x \right)$$

ist, so muß sich für die C. W. L. und den Lateralplan eine verwandte Gleichung ergeben. Untersucht man den Charakter der begrenzenden Linien in Fig. 5 bzw. Fig. 6, so erhält man die Gleichung

$$y = r \cdot \sin (x),$$

also die Gleichung der Sinuslinie.

Die in Fig. 7 angegebene graphische Ermittlung der Sinoide und der Sinuslinie zeigt deutlich den vollständig gleichen Aufbau beider Kurven, die mathematische Harmonie, welche zwischen der Inhaltskurve und den einhüllenden Kurven des Körpers vorhanden ist.

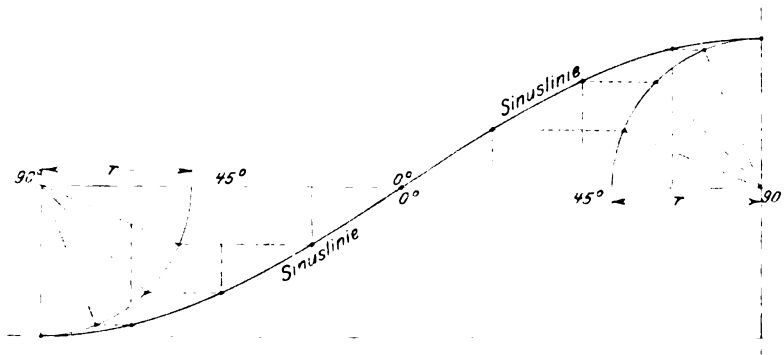


Fig. 7.

Als Spantflächenskala ergibt die Sinoide einen Völligkeitsgrad

$$\delta/\beta = 0,50,$$

während die Sinuslinie als C. W. L. einen Völligkeitsgrad

$$\alpha = 0,637 = \frac{2}{\pi}$$

besitzt.

Der Schiffbau verlangt aber auch wesentlich größere Werte von δ/β und α .

Für diese Völligkeitsgrade müssen daher ebenfalls Kurven geschaffen werden.

Von der Idee ausgehend, daß ein Zeichner möglichst wenig rechnen und dafür möglichst viel auf zeichnerischem Wege ermitteln soll, habe ich eine graphische Methode gesucht, um zu völligeren Kurven zu kommen und dabei doch den Charakter der Sinoide möglichst lange bestehen zu lassen.

Das ist erreicht worden durch zunehmende Vergrößerung des Radius r über $\frac{1}{2} y$ hinaus.

Die graphische Ermittlung der neuen Kurven ist in Fig. 8 dargestellt.

Die Größe des δ/β ist dabei abhängig von der Tangente A des Neigungswinkels der Kreissehne. Die Konstruktion dieser harmonisch veränderten Sinoide

deckt sich mit der der „harmonic curve“, welche Mackrow in seinem bekannten Handbuch für Schiffbauer angibt.

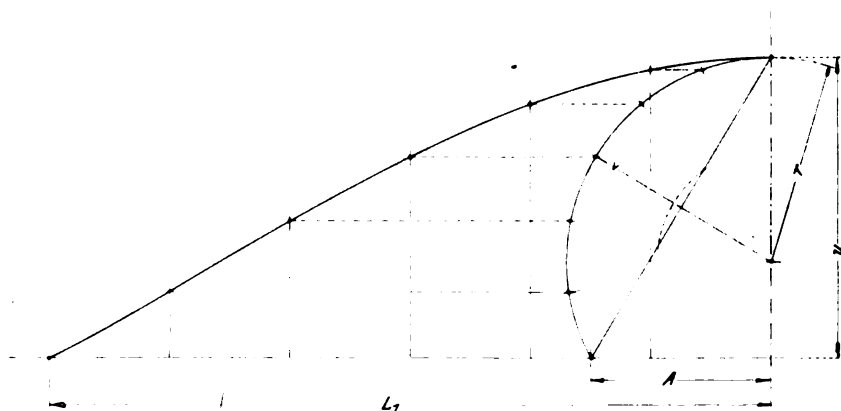


Fig. 8.

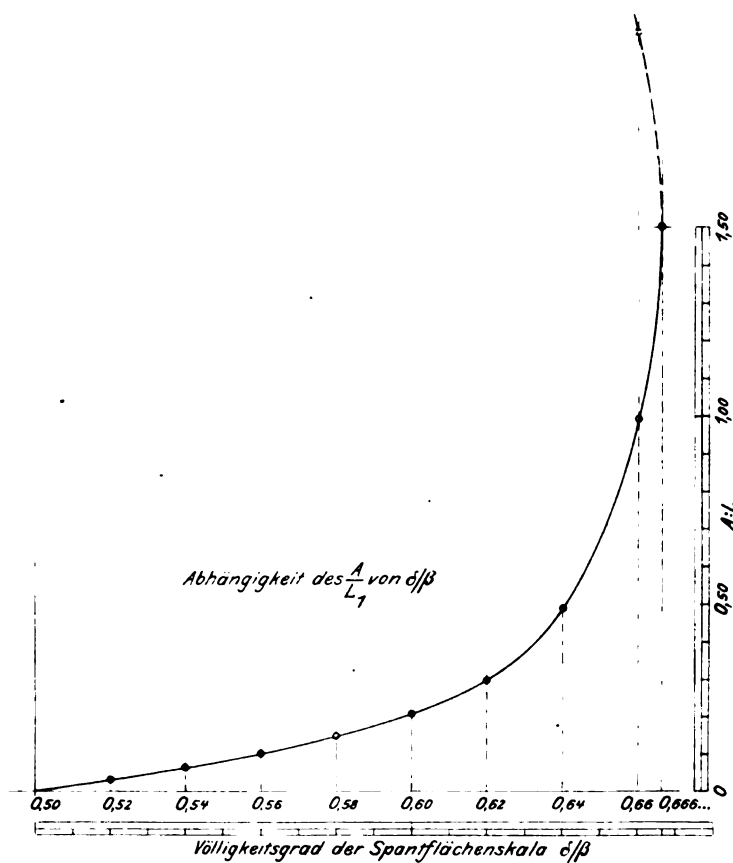


Fig. 9.

Diese harmonische Veränderung der Sinoide läßt sich aber nur bis zu einer gewissen Grenze betreiben. Trägt man die Werte von d/β und von $A : L_1$ in ein

Koordinatensystem (Fig. 9), so ergibt sich, daß trotz Zunahme des $A : L_1$ das δ/β von einer bestimmten GröÙe ab wieder kleiner wird.

Das so festgestellte Maximum von δ/β betrügt 0,666..., also den Völligkeitsgrad der Kugel bzw. des Ellipsoids, und die dabei erhaltene Kurve ist eine Parabel. Alle anderen Kurven mit kleineren δ/β sind dagegen keine Parabeln, wie z. B. aus Fig. 10 hervorgeht.

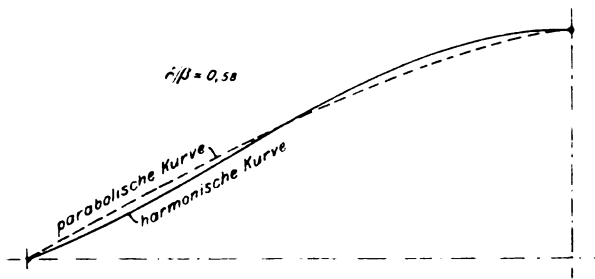


Fig. 10.

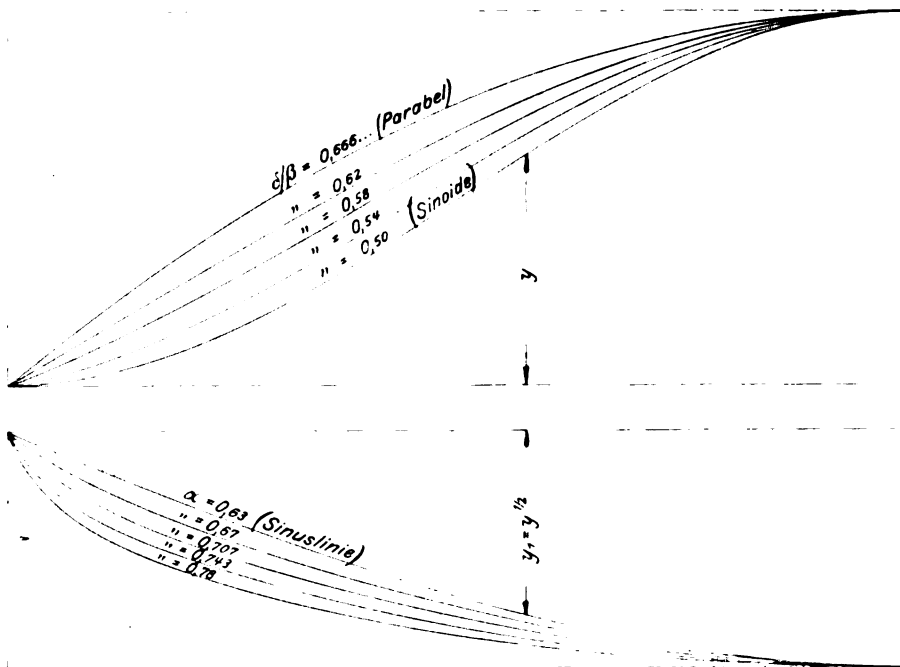


Fig. 11.

Trotzdem nun in der Praxis des Schiffbaues noch größere Werte von δ/β als 0,666 vorkommen, ist es nicht notwendig, nach einer völligeren Spantflächenskala zu suchen, denn dieser Wert 0,666 wird in Wirklichkeit bei gekrümmter Schiffsförm nicht überschritten. Schiffe mit einem größeren δ/β besitzen stets ein paralleles Mittelschiff (und dieses wird in eine geometrische Auflösung der Schiffsförm nicht hineinbezogen), während das δ/β der Schiffsenden 0,666 nicht überschreitet.

In der Fig. 11 sind Spantflächenskalen für die Werte

$$\delta/\beta = 0,50 \quad 0,54 \quad 0,58 \quad 0,62 \quad 0,666 \dots (\text{Kugel})$$

dargestellt und darunter die zugehörigen Kurven

$$y_1 = y^{1/2},$$

für welche sich entsprechend folgende Völligkeitsgrade

$$\alpha = 0,637 \quad 0,672 \quad 0,707 \quad 0,743 \quad 0,785 \dots (\text{Kreis})$$

ergeben. Zwischen den Werten δ/β und α muß selbstverständlich auch eine feste Beziehung bestehen, und zwar entsprechend der Darstellung in Fig. 12, in welcher die eben genannten Werte durch eine strichpunktierte Linie verbunden sind.

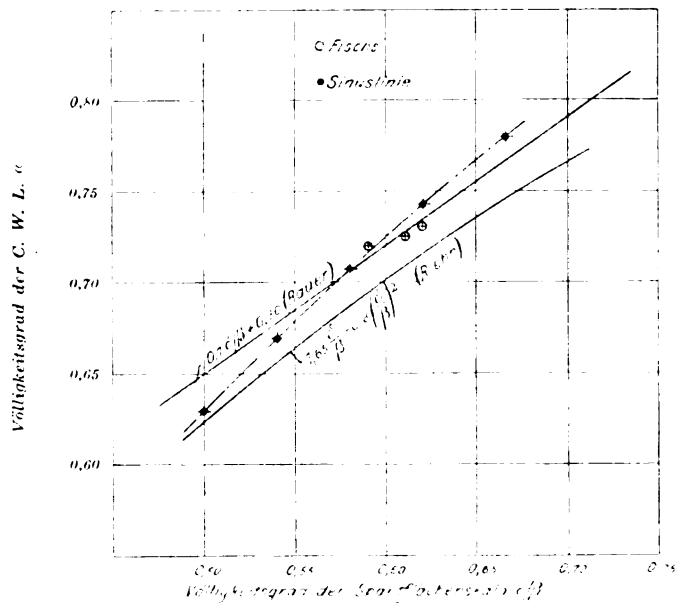


Fig. 12.

Die Fig. 12 enthält auch die Werte der Formel

$$\alpha = 0,7 \delta/\beta + 0,3,$$

welche Formel ich bereits vor etwa 10 Jahren veröffentlicht habe und die manchem Schiffbauer bekannt sein wird. Die Entstehung der Formel ist, wie aus meinen voraufgegangenen Ausführungen hervorgegangen sein dürfte, keine ganz willkürliche gewesen.

Vergleicht man die Formelwerte von α mit denen der ausgeführten Schiffe, so wird man eine auffallende Übereinstimmung finden. Natürlich ergibt der Ver-

Zusammenstellung der α -Werte verschiedener Schiffstypen nach der
Schiffsliste im Johow-Krieger von 1910.

	Typ Name	Länge zwischen den Loten	d/β	α nach Zeichnung	α nach Formel
Schnell- und Passagierdampfer.					
1	Kronprinzessin Cecilie	206,65	0,664	0,742	.765
2	Deutschland	202,00	0,665	0,749	.765
3	Fürst Bismarck	153,16	0,641	0,732	.748
Fracht- und Passagierdampfer.					
4	Berlin	179,20	0,758	0,814	.830
5	Patricia	170,69	0 806	0,869	.863
6	Batavia	152,40	0,786	0,858	.850
7	König Friedrich August	144,77	0,792	0,860	.855
8	Yorck	140,56	0,760	0,840	.832
9	Prinz Waldemar	99,36	0,752	0,835	.827
Frachtdampfer.					
10	Rhodopis	132,58	0,822	0,880	.876
11	Thüringen	124,36	0,782	0,848	.848
12	Anatolia	79,25	0,797	0,855	.858
Lustjacht.					
13	Prinzessin Victoria Luise	121,92	0,717	0,790	.801
Fischdampfer.					
14	Herrmann	35,50	0,648	0,764	.754
Schleppdampfer.					
15	Spandau	26,50	0,670	0,745	.769
16	Unterweser 18	19,00	0,642	0,784	.750
Flußfrachtdampfer.					
17	Hohenzollern	77,42	0,863	0,902	.904
	LCWL				
18	Linien Schiff	127,7	0,673	0,777	.771
19	Küstenpanzerschiff	81,4	0,69	0,79	.783
20	Großer Kreuzer	137,0	0,59	0,70	.713
21	Kleiner Kreuzer	103,8	0,583	0,680	.708
22	Kanonboot	62,0	0,609	0,725	.726
23	Großes Torpedoboot	62,5	0,60	0,645	.720
24	Taylor-Versuchsmodell mit dem geringsten Verdrängungswider- stand ¹⁾	—	0,659	0,759	0 761

¹⁾ Society of Naval Architects & Marine Engineers 1903.

gleich auch Differenzen. Sobald bei der Berechnung des α und δ/β aus den Schiffslinien die Anhängsel (besonders der hinten vertiefte Lateralplan) mitgerechnet werden, so müssen sich Abweichungen ergeben. Außerdem wäre es auch ein Zufall, wenn z. B. willkürlich entworfene Schiffe, für ganz verschiedene Zwecke und unter verschiedenen Gesichtspunkten konstruiert, genau die α -Werte nach der angegebenen Formel aufweisen würden. Die Formel selbst ist bereits den vorherrschenden Schiffsförmn angepaßt worden, weshalb sie mit den Formverhältnissen des Halbundrehungskörpers nicht mehr genau übereinstimmt.

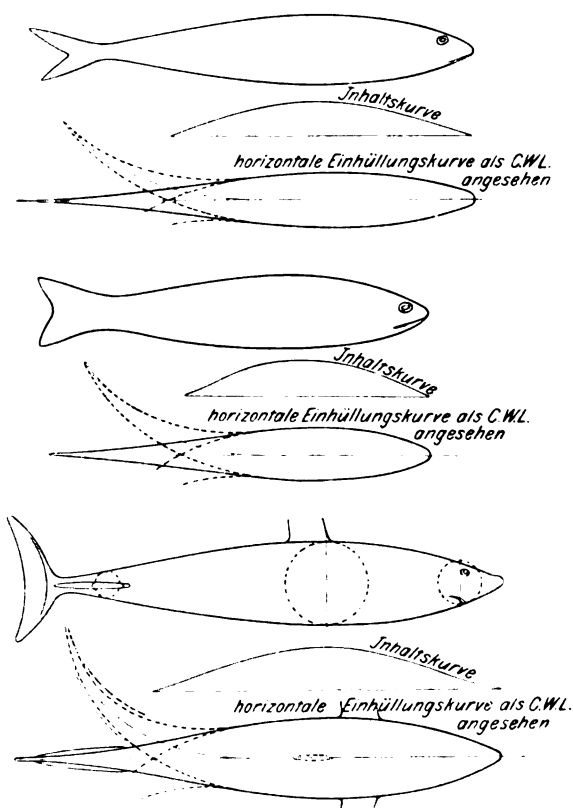


Fig. 13.

Man darf aber doch den Schluß ziehen, daß die Praxis in Verbindung mit den Arbeiten der Versuchsanstalten zu einer Grundform der Schiffskörper ohne Anhängsel gelangt ist, welche der hier von mir geometrisch entwickelten sehr ähnlich ist, zwar noch nicht äußerlich, aber im inneren Zusammenhang der Inhaltskurve mit den äußeren Körperbegrenzungen, der C. W. L. und dem Lateralplan.

Auch bei Fischen ist das Verhältnis zwischen δ/β und α ganz ähnlich dem Formelwert. Aus der Fig. 13, welche dem bereits erwähnten Vortrag von Thurston entnommen ist, ergeben sich folgende Werte:

F i s c h	$\frac{\delta}{\beta}$	α nach der Natur	α nach Formel
Makrele	0,640	0,720	0,727
Forelle	0,620	0,725	0,734
Hai	0,59	0,719	0,713

Aus dieser Übereinstimmung geht noch eine nicht unwichtige Tatsache hervor, daß es nämlich nicht verkehrt ist, die Formen der ganz untergetauchten natürlichen Schwimmkörper (Fische usw.) mit denen der nur teilweise eingetauchten (Schiffe usw.) zu vergleichen.

IV.

Von der mathematischen Grundform zur Form gebrauchsfähiger Schiffe ist es nun nicht mehr so weit, als man vielleicht annehmen mag.

Ich greife zurück auf die früher angegebenen dem Schiffskörper zu verleihenden Eigenschaften, von denen der Widerstand bereits seine Berücksichtigung gefunden hat.

Der notwendige statische Auftrieb D ist der Schiffsform einfach zu sichern, denn es ist

$$D = L \cdot \alpha \cdot \delta / \beta.$$

Die Schwimmlage in der Fahrt wird beeinflußt durch die im Vorschiff aufwärts und im Hinterschiff abwärts gerichteten Komponenten des Normaldruckes auf die Flächendifferentiale der Außenhaut. Man wirkt diesen Kräften entgegen durch Verschiebung der Fläche der oberen Wasserlinien nach achtern und der unteren nach vorne. Die Verschiebung muß natürlich so erfolgen, daß der D -© auf seiner früheren Stelle verbleibt. Die Verschiebung der W. L.-Flächen zwischen den neuen Orten der W. L.-Endpunkte erfolgt in der bekannten Weise.

Die Fläche des Lateralplanes verschiebt sich natürlich ebenfalls, und zwar entgegengesetzt der C. W. L. Die größte Breite der C. W. L. liegt dann hinter der Schiffsmittle, der größte Tiefgang vor derselben. Die früheren Spantflächen haben gewissermaßen eine Neigung nach achtern erhalten.

Es ist eine Schiffsform entstanden, wie sie Fig. 14 zeigt. Die halbkreisförmigen Spanten im Vor- und Hinterschiff haben die Form von Halbellipsen erhalten. Sie sind im Hinterschiff durch Verringerung der Tiefe flach, im Vorschiff durch Vermehrung der Tiefe sackförmig geworden.

Die Lage der Spantflächenskala ist jedoch die alte geblieben.

Die Verschiebung der C. W. L.-Fläche nach hinten und des Lateralplanes nach vorne ist nur bis zu einem gewissen Grade möglich, und zwar gibt es eine natürliche Grenze, welche aus Fig. 15 deutlich zu erkennen ist. Diese Figur stellt eine allen Schiffbauern bekannte Schiffsform dar, nämlich die Tetraederform nach

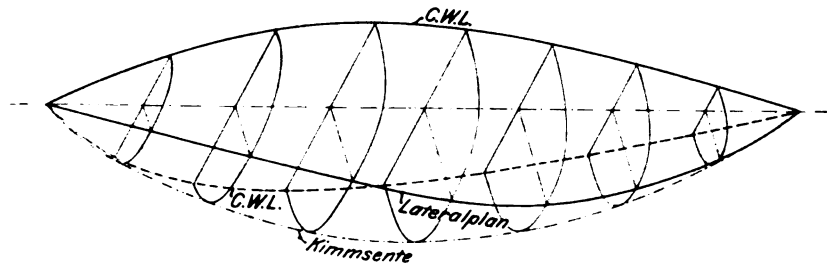


Fig. 14.

den Patenten von Kretschmer und Lidell. Die größte Breite liegt in diesem Grenzfalle bei etwa 0,84 der Länge von vorn, also fast an derjenigen Stelle, welche in den Patenten zahlenmäßig angegeben ist.

Verlangt die Formstabilität eine möglichst hohe Lage des Deplacementschwerpunktes, so schiebt man die Spantenflächen innerhalb ihres Recht-

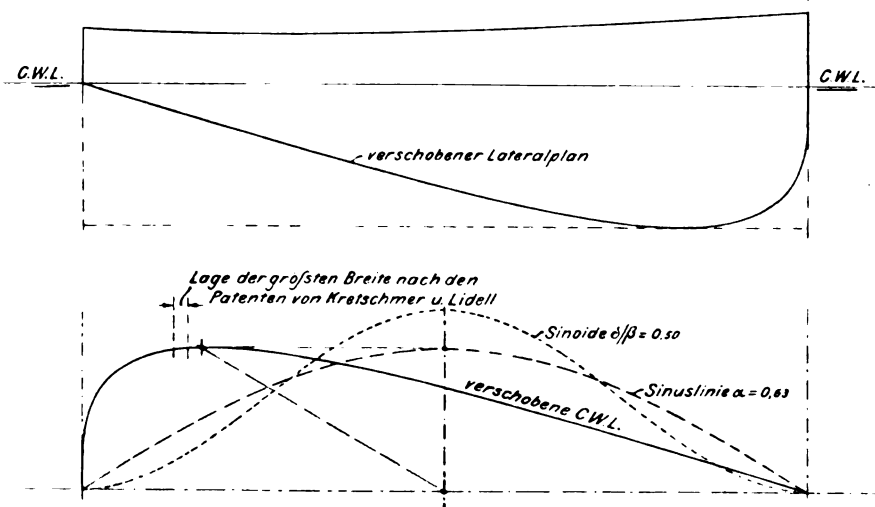


Fig. 15.

eckes aus B und T gegen die C. W. L. hin, indem man den Spanten eine Aufkimmung gibt.

Meistens wird aus Gründen der Manövrierfähigkeit auch der Lateralplan durch Herabziehen der Spantfüße vergrößert, und die Spanten werden an den Schiffsenden dadurch schärfer (siehe Fig. 16).

Im Laufe einer ungezwungenen Entwicklung sind wir also bei einem Körper angelangt, von dem man wohl mit einigem Recht sagen kann, daß er dem normalen eines schlanken Schiffes mit gleichen Hauptabmessungen und Völligkeitsgraden außerordentlich ähnlich ist.

Trotzdem dieser Schiffskörper von dem Halbumdrehungskörper, der als Grundform der Schiffsförm eingangs entwickelt wurde, äußerlich sehr verschieden erscheint, hat er seine geometrischen Eigenheiten doch nicht verloren. Die Hauptabmessungen L und B , das Verhältnis zwischen δ/β und α , α selbst sind geblieben, β natürlich auch, dieses ist jedoch nicht mehr gut festzustellen, weil der Tiefgang des $\mathfrak{A}$ ein anderer geworden ist.

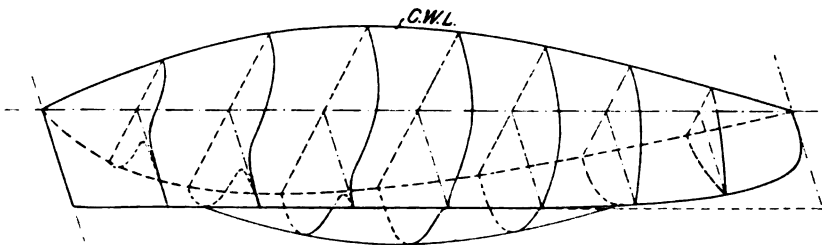


Fig. 16.

Auch die mittleren Werte der Winkelfunktionen, welche die Größe des Verdrängungswiderstandes beeinflussen, sind soweit dieselben geblieben, als sie nicht durch die Aufkimmung der Spanten und durch die Zuschärfung der Wasserlinien (infolge der Vergrößerung des Lateralplanes) verändert werden.

Auf die Bestimmung dieser Winkelfunktionen mit Hilfe der geometrischen Eigenschaften der Grundförm soll sich mein heutiger Vortrag nicht erstrecken. Es gibt mehrere Methoden, um die in die Schiffslängsrichtung fallende, also den Verdrängungswiderstand hervorrufende Komponente des Normaldruckes zu bestimmen.

Erwähnt seien die Methoden von Riehn und von Richter. Riehn untersucht den vermuteten Weg der einzelnen Wasserteilchen am Schiffskörper entlang und bestimmt den Wert von $\sin^2 \varphi$ für die Förmel

$$W = \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 \int_0^x \int_0^z \sin^2 \varphi \cdot dz \cdot dx$$

aus der Neigung der in die wagerechte Ebene geklappten Wasserteilchenlaufbahnen zur Schiffsförm, und zwar unter Anlehnung an die Auffassung Chapmans, nach welcher die oberste Wasserlinie eine Parabel bestimmten Grades ist.

Riehn bildet für jede dieser Bahnen den Wert

$$\sum_{x=0}^{x=x} (\sin^2 \varphi) dx$$

und integriert dann nach z , indem die Laufbahnen als Wasserlinien behandelt werden.

Richter untersucht die Neigung der Oberflächendifferentiale zu der x -, y - und z -Achse und findet die Werte der

$$\tan \alpha \quad (\alpha = \text{Neigungswinkel zur } x\text{-Achse})$$

und

$$\tan \gamma \quad (\gamma = \text{Neigungswinkel zur } z\text{-Achse})$$

für die Formel

$$W = \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 \int_0^x \int_0^z \frac{\tan^2 \alpha}{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \gamma} \cdot \tan \alpha \cdot dz \cdot dx$$

durch Aufmessung der Tangenten am fertigen Linienriß.

Ich will es dahingestellt sein lassen, welche von den beiden Methoden den richtigeren Wert ergibt. Aus beiden geht jedoch hervor, daß es möglich sein muß, ohne Benutzung des Linienrisses den Formwiderstand zu berechnen, wenn das richtige Bildungsgesetz der Schiffsform zur Ermittlung der Winkelfunktionen verwendet wird.

Meine Studien über die Ermittlung dieser Winkelfunktionen sind noch nicht abgeschlossen, weshalb ich sie noch nicht zur Diskussion stellen möchte.

Ich will jedoch darauf aufmerksam machen, daß die Senten des in Fig. 6 dargestellten Halbumdrehungskörpers das gleiche Bildungsgesetz haben, wie C.W.L. und Lateralplan und die mittleren Werte der $\sin^2 \varphi$ vom $L_1 : B_1$ und dem Völligkeitsgrad direkt abhängig sind, wie aus der Fig. 17 zu erkennen ist. Es dürfte auch nicht unmöglich sein, den Einfluß des γ auf den Formwiderstand richtig und in einfacher Weise zu berücksichtigen, um aus den Normaldrucken auf die Flächendifferentiale der benetzten Schiffsoberfläche die Größen der einzelnen Komponenten und dadurch den Verdrängungswiderstand zu ermitteln.

V.

Ich habe meinen Vortrag nicht auf geometrische Herleitung von Spantformen ausgedehnt, weil die Spantlinien als Begrenzungslinien des Schiffskörpers quer zur Hauptbewegungsrichtung stehen und von den längsschifflaufenden Begrenzungslinien abhängig sind. Ihre Form ist bis zu einem gewissen Grade festgelegt durch die Breite

in der C. W. L., durch den Inhalt der Spantflächenskala und durch die Rücksicht auf eine möglichst kleine Schiffsoberfläche. Bei der Formgebung der Spanten werden die Bedingungen für den geringsten Verdrängungswiderstand und den geringsten Oberflächenwiderstand oft miteinander kollidieren. Spantformen hängen auch von der Form des Überwasserschiffes ab, ferner von der bedingten Form des Lateralplanes usw.

Formen zu finden, welche den Spanten bei gegebenen Hauptabmessungen (B und T) und gegebener Flächengröße die kürzeste Begrenzungslinie und eine

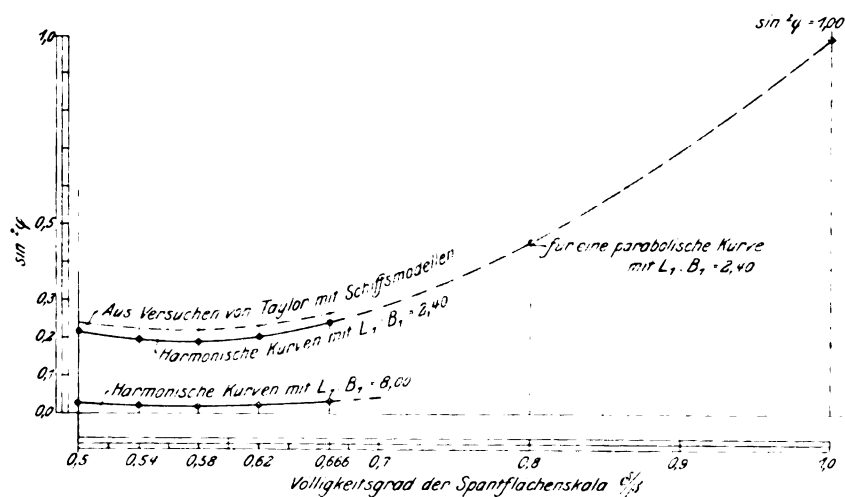


Fig. 17.

vertrimmende Komponente (des Normaldruckes) von gewünschter Größe ergeben, dürfte nicht schwierig sein, doch ist ihr Einfluß auf die Geometrie des Schiffes von sekundärer Bedeutung.

Die Absicht meines heutigen Vortrages ist gewesen, die Möglichkeit eines harmonischen Zusammenhanges der Schiffsförmungen klarzulegen. Es ist mir gelungen zu zeigen, daß die Spantflächenskala und Hauptumgrenzungslinien des Schiffskörpers in einem ganz bestimmten Verhältnis zueinander stehen und verwandte mathematische Ableitungen haben.

Die als Grundform angenommene Sinoide gestattet, in einfacher graphischer Weise die Entwicklung von Spantflächenskalen, Wasserlinien und Lateralplanflächen für jeden praktisch vorkommenden Völligkeitsgrad vorzunehmen. Der Vergleich der entstehenden Formen mit denen der vorhandenen Schiffe ergibt gute Übereinstimmungen, wenn die Schiffskörper ohne die Anhängsel zum Vergleich herangezogen werden.

Aus der guten Übereinstimmung der α -Werte und des Maximalwertes von δ/β für die Schiffsenden mit denen der Praxis kann man die Berechtigung für die Annahme herleiten, daß die vorgetragene ungezwungene Entwicklung und Harmonie der Schiffsformen derjenigen sehr nahe kommt, welche durch die jahrelange Erfahrung unbewußt ausgebaut worden ist.

Die von Chapman eingeführte Parabel als Schiffslinie ist bei den Studien nur einmal hervorgetreten, und zwar als Spantflächenskala größter Völligkeit. Bei Werten von δ/β kleiner als 0,666 ist eine doppelte Krümmung dieser Skala nach meinen vorausgegangenen Ausführungen etwas natürliches. Die doppelte Krümmung ist jedoch bei der im Schiffbau verwendeten Parabelgleichung nicht zu erhalten.

Die Sinoide und die zu ihr harmonisch stehenden Kurven sind daher geeigneter als Grundlage für eine Geometrie des Schiffes als die Parabel.

Ich glaube auch den Nachweis erbracht zu haben, daß eine geometrische Auflösung des Schiffskörpers auf natürlicher Grundlage nichts Unmögliches ist und daß ihre praktische Anwendung bei der Vorausbestimmung von Schiffseigenschaften zu brauchbaren Resultaten führen wird.

Diskussion.

Herr Marine-Oberbaurat a. D. G o e c k e - Düsseldorf:

Meine Herren! Aus dem Vortrage hat man erkannt, daß man im allgemeinen über die Konstruktionsverhältnisse ein sehr hübsches Bild sich durch diese Rechnung machen kann. Aber was ich vermisse, ist, daß die Sinoide oder Trochoide im wesentlichen jetzt nur noch in der Displacementsskala erscheint. Ich habe zwar gefunden, daß das vom Vortragenden als Schlußresultat gegebene im allgemeinen, also für unsere jetzigen Geschwindigkeiten, durchaus paßt, aber bei sehr hohen Geschwindigkeiten möchte ich die Sinoide und Trochoide im Schiffbau bezüglich der Schiffsformen doch nicht ganz ausgeschaltet haben. Dieser Wunsch bezieht sich namentlich auf das Hinterschiff.

Ich habe etwa einige 300 Schleppversuche gemacht, die verschiedensten Formen miteinander verglichen, und zwar in sehr einfacher Weise dadurch, daß ich Modelle miteinander verglich mittels eines langen Hebelarmes, der graduirt war, so daß also ohne weiteres die Widerstände gegeneinander abgelesen werden konnten. Da habe ich nun gefunden, daß Modelle mit gerade nach achtern auflaufendem Boden, also etwa so, wie die Kretschmersche Form, in gerader Linie bei Geschwindigkeiten von 20 Knoten aufwärts ganz erheblich geringere Resultate gaben, als wenn man eine Sinoiden- oder Trochoidenform nahm, deren Scheitelpunkt etwa am Heck des Schiffes lag. Schon früher ist darüber Eingehendes von mir veröffentlicht worden, im Märzheft der Marine-Rundschau, Jahrgang 1909. Ich habe danach in den Boden einfach Haken eingeschnitten, also Modelle nach der

bekannten Stufen- bzw. Gleitbootform benutzt und gesehen, daß auf diese Weise eine erheblich größere Geschwindigkeit erzielt werden konnte resp. der Widerstand sich verringerte bis zu 35 %. Das Resultat war leicht auf den Hebelsarmen abzulesen. Aber die Haken mußten genau richtig sitzen. Wenn sie an einer anderen, nicht passenden Stelle eingeschnitten waren, bekam man nicht einen geringeren, sondern einen größeren Widerstand. So habe ich reihenweise eine ganze Menge Haken eingeschnitten und schließlich das Maximum getroffen gegenüber den anderen Modellen bis auf die oben erwähnten 35 % geringeren Widerstand. Wenn man diese Hakenkanten miteinander verband bzw. diese dreieckigen Löcher, die da entstanden waren, ausfüllte, bekam man angenähert die Form einer Trochoide oder Sinoide. Ich erwähne, daß das eben Gesagte nur für sehr hohe Geschwindigkeiten gilt. Bis zu Geschwindigkeiten unter 20 Knoten war die Sache ziemlich gleich, ob man die achtere Bodenlinie gerade oder sogar etwas konkav machte.

Ich meine, darauf müßte man doch bei der Schiffsform hinsichtlich der Schnitte Rücksicht nehmen, zumal meiner Ansicht nach das Resultat dieser Versuche ganz natürlich ist. Die Wellenbildung ist doch, wie wir aus vielen Beobachtungen wissen, eine sinoiden- oder trochoidenförmige, aber selbstverständlich doch nur im vertikalen Sinne, wenn sich die Welle in See selbst überlassen ist, nicht etwa, wie vielfach ältere Konstrukteure, Scott Russel u. a. meinten, im horizontalen Sinne, und infolgedessen den Wasserlinien des Vorschiffes ganz kolossale sinoidenartige Formen gaben. Im Gegenteil, der vermutliche Weg des verdrängten Wassers ist doch mehr oder weniger die Sente, nicht die Wasserlinie. Aber die sinoidenartigen Formen der Wasserlinien waren derartig stark, daß sogar die Senten noch einwärts gebogene Krümmungen zeigten, die natürlich nur störend sein konnten. Denn man kann dem Wasser gar nicht zumuten, daß es beim Vorwärtsfahren Umwege machen soll. Es wird immer bestrebt sein, den nächsten Weg zu nehmen und etwaige Hohlräume, entstanden durch zu hohle Wasserlinien, auszufüllen. Es wird nichts weiter als ein Wassersack mitgeschleppt, der den Widerstand vergrößert. Diese Form der zu hohlen Wasserlinie ist ja allgemein, da zwecklos, selbstverständlich verlassen worden. Man ist sogar so weit gegangen, bei Segelbooten der Sonderklasse usw. gerade das Umgekehrte zu machen und denselben nahezu vierkantige Wasserlinien zu geben. Also ich meine, man müsse daraufhin steuern, daß bei hohen Geschwindigkeiten eben die Trochoiden- oder Sinoidenform beibehalten und die Vertikalschnitte des Hinterschiffs bzw. Schiffbodens so ausgestaltet werden.

Was die Fische angeht, so ist der Vergleich sehr hübsch ausgeführt. Aber ich möchte doch ausführen, daß zwar nicht Fische, aber alle Wale, die doch auch eine kolossale Schwimmfähigkeit haben, in der Form etwas abweichen. Diese haben bekanntlich die Schwanzflosse im Gegensatz zu allen Fischen horizontal. So ist gerade beim Finnwal merkwürdigerweise eine sehr ausgeprägte sinoidenartige Form des Achterteils in vertikaler Richtung zu beobachten.

Nun will ich aber nicht etwa sagen, man mache nun ohne weiteres für alle Geschwindigkeiten das hintere Schiff trochoiden- oder sinoidenförmig — nein, dazu gehört noch sehr viel anderes. Ich muß vor allem wissen, ob für die projektierte Geschwindigkeit eine solche Form nötig ist. Ich muß ferner genau die Höhe der trochoiden- oder sinoidenartigen Form wissen, um die Einzelpunkte des Kurvenverlaufs bestimmen zu können, ferner das Verhältnis von Kurvenlänge zur Höhe. Das kann eben nur durch Versuche bestimmt werden. Also Ihre Formen ganz in Ehren, aber neue Konstruktionen für sehr hohe Geschwindigkeiten — wollen wir sagen etwa 90 bis 100 Kilometer die Stunde — erreicht man nur durch Formen des Hinterschiffs, wie eben erwähnt. Wie ich jung war, erinnere ich mich noch, daß S. M. S. „Grille“ mit 15 Knoten das schnellste Schiff der Welt war. Sie konnte bekanntlich 1861 niemand einholen. Da wir nun jetzt in den letzten 30 Jahren

bezüglich der Geschwindigkeit auf 37 bis 38 Knoten gestiegen sind, so ist gar nicht abzusehen, warum wir nicht einmal in weiteren 50 Jahren auf 50 bis 60 Knoten kommen sollen. Das wird aber kaum anders möglich sein, als durch Ersatz der Dampfmaschinen durch weiterentwickelte Dieselmotoren, da erstere Maschinen zu schwer sind. Das ist die Aufgabe des Maschinenbauers. Ja, Sie staunen. Aber die Überraschung ist gar nicht so sehr groß. Sie werden sich alle erinnern, wie die „Grille“ mit ihren 15 Knoten angestaunt wurde, wie auch die alte „Hohenzollern“ noch mit ihren 14 Knoten als ein sehr schnelles Schiff galt, überhaupt alle Schiffe von 12 Knoten vor 50 Jahren noch als schnell angesehen wurden; das schnellste Schiff des Norddeutschen Lloyd im Jahre 1876, der „Ohio“, fuhr 13 Knoten. Der Unterschied dieser geringen Geschwindigkeiten gegen die heutige von 38 Knoten ist viel größer, als der heutigen gegen die angestrebte von 60 Knoten.

Für die weitere Entwicklung wird es also nötig sein, daß man auf die trochoiden- oder sinoidenartige Form für das Hinterschiff in vertikaler Richtung zurückgreift. Man kann die geeignete Form aber nur, wie ich schon erwähnte, durch eingehende Schleppversuche im Bassin gewinnen. Darauf sind wir in letzter Linie doch immer angewiesen. Also die Herren, die mit Schleppversuchen im Bassin zu tun haben, werden niemals überflüssig werden und brauchen daher gar keine Angst zu haben. Sie sind für die Zukunft noch sehr notwendig.

Herr Geheimer Marinebaurat K r i e g e r - F r i e d e n a u :

Meine Herren! Ich will Ihre Geduld nicht lange in Anspruch nehmen; ich möchte im Anschluß an den sehr interessanten Vortrag des Herrn Ingenieur Bauer nur erwähnen, daß wohl jedem, der sich eingehend mit der Schiffstheorie, insbesondere mit der Geometrie des Schiffes befaßt, und der sich überlegt hat, ob es nicht möglich ist, die Schiffsfornen mit den Anforderungen und mit ihren Eigenschaften an die Schiffe, hauptsächlich mit der Geschwindigkeit, in irgendeine Beziehung zu bringen, als erstrebenswertes Ziel vorgeschwebt haben wird, eine mathematische Formel zu finden, in die man den Schiffskörper gewissermaßen hineinprägen kann. Wenn es dann in weiterer Folge gelänge, auch noch ein Zeichengerät zu schaffen, das auf solcher mathematischen Formel aufgebaut ist und mit dem man nach entsprechender Einstellung einfach die gewünschten Schiffslinien auf das Papier hinwirft, um sicher zu sein, daß das nach diesen Formen gebaute Schiff auch die verlangten Eigenschaften besitzt, dann brauchte man die ganzen Modellversuche nicht, das umständliche Ausgießen des Schiffskörpers in Paraffin, das Abhobeln und alle die kostspieligen Vorarbeiten, die heute noch notwendig sind, um einen praktischen Modellversuch zu machen und daraus Geschwindigkeit, Schiffswiderstand, Maschinenleistung usw. festzustellen. Meine Herren, ich glaube, wir sind noch lange nicht so weit. Es wird freilich in diesem Kreise auch eine große Zahl von Herren geben, die auf dem Standpunkt stehen, daß eine so weitgehende mathematische Auflösung der Schiffsfornen gar nicht erwünscht, sondern eher ein Verderb der Schiffbaukunst wäre, denn wir wollen doch ein künstlerisches und kein streng wissenschaftlich-mathematisches Gebilde in unseren Schiffskörpern haben und wollen auch die Eigenart — ich möchte sagen — die persönliche Gleichung, d. h. den Geschmack und Formensinn des Künstlers, des Konstrukteurs darin zum Ausdruck gebracht sehen. Ich glaube, meine Herren, wie überall, liegt das Wahre in der Mitte. Wir werden sicher dazu kommen, noch weitere Beziehungen zwischen Schiffskörperform und analytischen Ausdrücken für den Schiffskörper zu finden, und wir werden doch nicht ganz das Persönliche dabei zu vermissen brauchen, und ich glaube, das wäre auch das Wünschenswerte.

Wenn ich noch etwas näher auf die einzelnen Linienformen, die hier genannt wurden,

Trochoide, Sinoide usw., eingehen darf, möchte ich erwähnen, daß ich, als seinerzeit die „Kaiserin Augusta“, das erste Dreischrauben-Kriegsschiff mit hoher Geschwindigkeit, über den Ozean ging, deren Formen untersucht und gefunden habe, daß bei diesem Schiff die Wasserlinienform gar nicht viel von einer Sinoiden- bzw. Trochoidenlinie abweicht, so daß also hier schon eine annähernd mathematische Schiffsform vorlag.

Wenn wir nun auf Mittel sinnen, bei den Modellversuchen, also für diejenigen, die in der Schlepprinne die Eigenschaften der Schiffe nachzuprüfen haben, die Arbeit zu erleichtern, so wäre es außerordentlich wünschenswert, wenn man bei einem Schiffskörper ein Element des Widerstandes ganz ausscheiden könnte. Wir wissen ja, daß die beiden Hauptteile, die den Widerstand bilden, der Form- und der Reibungs- oder Oberflächenwiderstand sind. Wenn wir also Modelle herstellen könnten, bei denen für ein bestimmtes Schiff der Oberflächenwiderstand, also die benetzte Oberfläche immer gleich groß bliebe und wir nur die Formen zu verändern und zu erproben hätten, dann würden wir wahrscheinlich bald zu einem Vergleiche in dieser Beziehung kommen und auch zu einer Feststellung der bei gegebener Oberfläche und gegebener Geschwindigkeit günstigsten Werte von $L : B$, $T : B$, sowie der Völligkeitsgrade von Verdrängung und Hauptspant, die ja hauptsächlich den Formwiderstand beeinflussen. Da ist mir der Gedanke gekommen, ob es nicht möglich wäre, wenn das auch keine wirkliche, richtige Schiffsform ergibt, als Modellkörper ein dehnbares oder veränderliches Gestell zu schaffen, das man mit irgendeiner ebenfalls dehnbaren Haut, etwa aus Gummi, überzieht, und das immer dieselbe vom Wasser benetzte Fläche beibehält, aber dessen Form (Länge, Breite, Tiefe) man nach Belieben verändern kann. Auf diese Weise wäre es möglich, unter Ausschaltung des stets gleichbleibenden Widerstandes der Reibung, also der Oberfläche, nur den Einfluß von Formveränderungen auf den Widerstand zu untersuchen, ohne für jede Form ein neues Modell anfertigen zu müssen. Es ist das, wie gesagt, nur ein Gedanke, zu dem ich gekommen bin bei der Überlegung, wie man die notwendigen systematischen Schleppversuche vereinfachen und verbilligen könnte. Ob er sich bewähren wird, ob es überhaupt möglich sein wird, es so zu machen, ist eine zweite Frage. Eingewendet wird ja höchstwahrscheinlich werden, daß bei solchen künstlichen und veränderlichen Modellen keine vollständig kontinuierliche Schiffsform herauskommt, sondern immer nur Formen mit Kanten, also mit scharfen und störenden Übergängen im Linienverlauf. Aber diesen Unterschied und diese Abweichung von der Wirklichkeit würde man vielleicht dadurch unschädlich machen können, daß man eine Reihe von Versuchen macht und feststellt, inwieweit man für wirkliche, kontinuierliche Schiffslinien das bei angenäherten Schiffsformen gefundene Ergebnis zu berichtigen hat.

Bei den wichtigen Anregungen, die uns der Vortrag des Herrn Ingenieur Bauer gebracht hat, wollte ich mir nur erlauben, auch diesen Gedanken einmal der Gesellschaft vorzutragen. Vielleicht findet er irgendwie Anklang.

Herr Marinebaumeister Schlichting - Berlin:

Meine Herren! Gestatten Sie mir, einige Augenblicke noch zu den Ausführungen des Herrn Vortragenden Stellung zu nehmen.

Ich möchte darauf hinweisen, daß die Wirkung eines Formenelementes des Schiffes von ganz anderer Bedeutung für das Displacement und die Stabilität als für den Widerstand ist. Für das Displacement und die Stabilität ist sie vollständig durch die Lage dieses Flächenteilchens bestimmt, für den Widerstand ist sie nicht allein durch seine eigene Lage bestimmt, sondern auch durch die Lage aller übrigen Flächenteilchen. Daher ist es zwar möglich, von vornherein aus der Form des Schiffes für die Stabilität und das Displacement

die Eigenschaften zu bestimmen, aber nicht a priori für den Widerstand, solange wenigstens unsere physikalische Erkenntnis nicht weiter ausgebildet ist als augenblicklich.

Anders ausgedrückt: es ist der Widerstand wohl eine Summe der Widerstände der einzelnen Flächenteile, aber der Summand, den das einzelne Flächenteilchen für den Widerstand hergibt, ist eine Funktion der geometrischen Lage aller übrigen Flächenteile, und zwar deswegen, weil die Welle, die das Flächenteilchen trifft, selber eine Funktion der vorangehenden und der nachfolgenden Flächenteile ist. Es läßt sich eben ein Flächenteilchen aus dem Zusammenhang gar nicht herauslösen.

Infolgedessen werden wir gezwungen sein, systematische Versuche über die Wirkung verschiedener Formen, z. B. verschiedener Formen der Spantinhaltsskurven und verschiedene Wasserlinienformen auszuführen. Für diese systematische Untersuchung ist es allerdings sehr wichtig, ein geometrisches Gerüst aufzubauen, damit wir wissen, welche Formeigenschaften wir an dem Schiff verändert haben. Dafür ist nach meiner Ansicht ein Vorschlag, wie ihn der Herr Vortragende hier gemacht hat, sehr wertvoll. Wenn wir so nach einem geometrischen System die Versuche ausgeführt haben und uns über die Gesamtwirkung der einzelnen Formen klar geworden sind, dann sind wir vielleicht nachträglich in der Lage, die Wirkung zwar nicht der einzelnen Teile, aber des Systems als Ganzes mathematisch in Zusammenhang mit der Form zu bringen.

Auf diese Untersuchungen wird um so mehr Gewicht zu legen sein, als die einzelnen Faktoren von größerem Einfluß auf den Widerstand sind, als es nach den Ausführungen des Herrn Vortragenden scheinen könnte. Es ist tatsächlich von großer Bedeutung, wie wir das $\frac{d}{\beta}$ wählen, wie wir die Wendepunkte der Sinoide anordnen, die wir vielleicht unseren Spantinhaltsskurven zugrunde legen, wie wir ferner die Wasserlinienformen wählen, und von welchem Völligkeitsgrade wir sie machen. Wegen dieser Vielgestaltigkeit der zu stellenden Anforderungen läßt sich die widerstandstechnische Brauchbarkeit der vorgeschlagenen Formen auch nicht ohne weiteres durch deren allgemeine Übereinstimmung mit ausgeführten Schiffsformen erweisen. Noch weniger scheint es mir angängig, die Fischformen zum Beweise dafür heranzuziehen, daß die Sinoide eine richtige Displacementsverteilung ergibt, wenn ich auch andererseits darin Herrn Bauer beistimmen möchte, daß diese an sich hierfür meist eine geeignetere Grundlage als die Parabel ist. Diese Parallele zu ziehen, scheint mir einerseits aus dem Grunde nicht möglich, der in dem vorhin verlesenen Vortrage von Pietzker angeführt ist, weil die Wellenbildung fortfällt, die ein wesentliches Element des Widerstandes ist, andererseits deswegen nicht, weil die Geschwindigkeit, mit der ein Fisch, z. B. ein Hering, durchs Wasser fährt, im Verhältnis zur Länge des Fisches sehr viel größer als bei unseren Schiffen ist. Ich muß deswegen auch annehmen, daß die Ähnlichkeit, die zwischen Fischen und unseren Schiffen gefunden ist, nur eine scheinbare oder zufällige ist. Ich habe die Anschauung, daß ein Fisch im allgemeinen viel völligeren Formen an seinem Kopfe hat, als wir sie beim Buge der Schiffe gewöhnt sind, und dieser Unterschied fällt sehr ins Gewicht, weil die Bugform von größter Bedeutung für den Widerstand der Schiffe ist.

Meine Herren, ich will die Einzelheiten nicht weiter ausführen, sondern nur darauf hingewiesen haben, daß es wichtig ist, sich über die Elemente in ihrer Gesamtwirkung klar zu werden.

Es ist, um es noch an einem Beispiel scharf zu definieren, nicht ohne weiteres möglich, von einem Vorschiff oder von einem Hinterschiff zu sagen, es sei das beste. Das Vorschiff kann mit dem einen Hinterschiff kombiniert schlecht, es kann mit dem andern Hinterschiff kombiniert gut sein für dasselbe Displacement und für dieselbe Länge. Es kommt auf die beste Gesamtwirkung an, auf die beste Kombination aller Formelemente.

Herr Wirkl. Geh. Oberbaurat und Professor Rudloff-Berlin.

Meine Herren! Der Herr Vortragende hat es mit der Widerstandsrechnung nicht so ernst gemeint, wie Herr Baumeister Schlichting anzunehmen scheint. Wir wissen ja, daß mit der Formel $W = C F v^2 \sin^2 \alpha$ dem Formenwiderstand nicht genügt ist, auch wenn es sich, wie im vorliegenden Falle ihrer Anwendung, um einen keilförmigen Körper mit senkrechten Seitenwänden handelt und nicht um eine richtige Schiffsform.

Herrn Ingenieur Bauer ist es in der Hauptsache doch wohl nur darauf angekommen, eine Norm zu schaffen, die sich den üblichen Schiffsformen anschließt, in ihren Hauptverhältnissen aber mathematisch definierbar ist. (Herr Bauer stimmt zu.) Und das scheint mir, wie auch Herr Schlichting schon ausgeführt hat, nicht übel. Ob diese Norm in bezug auf den Widerstand das allerbeste ist, darauf kann es nicht ankommen. Auch ich kann mir denken, daß es von Vorteil sein kann, vergleichenden Schleppversuchen eine mathematisch möglichst genau bestimmbar Form zugrunde legen zu können, von der man bei den verschiedenen Versuchsmodellen ja abweichen kann, die aber die Möglichkeit gibt, die zur Erprobung gewählten Formen noch genauer bezeichnen zu können, als das sonst möglich ist.

Herr Marine-Oberbaurat a. D. Goecke-Düsseldorf:

Ich wollte ganz kurz berichtigen: Herr Geheimrat Krieger sprach davon, daß bei der „Kaiserin Augusta“ die Wasserlinie eine Trochoide wäre. Ich möchte nun sagen, daß dieses Schiff mit 18 Knoten bei meinen Betrachtungen ausscheidet. Ich habe ausdrücklich gesagt, daß meine Versuche sich auf Schiffe beziehen, welche 20 Knoten und aufwärts fahren.

Herr Zivilingenieur M. H. Bauer-Berlin (Schlußwort):

Meine Herren! Ich habe sehr viel Gelegenheit gehabt, mich mit Kollegen und Forschern über Schiffsformen zu unterhalten, und habe dabei einen prinzipiellen Unterschied zwischen der allgemein herrschenden Ansicht und der meinigen gefunden. Der Unterschied besteht darin, daß die Beurteilung der Schiffseigenschaften im allgemeinen nach äußeren Formen vorgenommen wird, während ich die Ansicht vertrete, daß es vielmehr die Art der Verteilung des Displacements der Länge und Höhe nach ist, die wirklich den größeren Einfluß auf die Schiffseigenschaften ausübt.

Wenn ich hier eine systematische Entwicklung von Schiffsformen vorgetragen habe, so ist dies aus dem Grunde geschehen, den Herr Geheimrat Rudloff sehr richtig hervorgehoben hat, um zu zeigen, daß eine Möglichkeit besteht, mit Hilfe gleicher Gesetze sowohl die Inhaltskurven eines Schiffes als auch die äußeren Formen zu beherrschen. Ob diese Kurven nun zu Schiffskörpern führen müssen, welche relativ den geringsten Formen- oder Gesamtwiderstand haben, das will ich nicht behaupten. Ich habe ausdrücklich erwähnt, das geht deutlich aus meinem Vortrage hervor, daß ich hier nicht alles mitgeteilt habe, was ich über den Zusammenhang zwischen Schiffsform und Widerstand selbst weiß. Ich bin mir in mancher Beziehung noch nicht absolut sicher, und es fehlt oftmals an der Zeit und den Mitteln, um alle beobachteten Erscheinungen genau nachzuprüfen.

Das beste Mittel, um meine Konstruktionsgrundlagen nachzuprüfen, ist die Anwendung auf eigene Konstruktionen gewesen. Ich habe mich seit einer Reihe von Jahren streng daran gehalten, die Ihnen hier entwickelten Konstruktionsgrundsätze in der Praxis anzuwenden, und ich bin nach meiner Ansicht bisher gut damit gefahren.

Daß die Sinuslinie im Laufe der Entwicklung aus der äußeren Schiffsform wieder verschwunden ist, wie Herr Oberbaurat Goecke meint, das ist nur scheinbar der Fall. Die Sinuslinie ist auch bei der schließlich entstandenen Schiffsform vorhanden, wenn auch nicht als Sinoide. Aber sie ist vorhanden als äußere Umhüllung und in jedem Falle als Spanninhaltskurve, und darauf kommt es nach meiner Ansicht an.

Ich teile die Ansicht des Herrn Marinebaumeister Schlichting, man soll das Flächendifferential nicht für sich betrachten, sondern man soll Rücksicht nehmen auf die davor und dahinter liegenden. Diese Rücksichtnahme ist durch eine gesetzmäßige Form des Schiffes unschwer zu bewirken. Natürlich besteht der ganze Widerstand gegen die Fortbewegung des Schiffes nicht nur aus Verdrängungswiderstand und Oberflächenwiderstand, es kommen Wirbel hinzu usw. Ich verkenne keinesfalls, daß das Widerstandsproblem noch lange nicht so klar ist, daß man nicht darüber streiten könnte, ob dieses und jenes absolut richtig sei. Ich meine jedoch, wir sind überall in der Technik gewohnt, gewisse theoretische Grundsätze festzuhalten und dann zu variieren. Nehmen Sie z. B. das Gebiet der Wärmekraftmaschinen. Hier bedient man sich bei der Konstruktion eines theoretischen Druckdiagramms und versucht später durch Vergleiche des wirklichen Diagrammes mit dem theoretischen die Ursachen festzustellen, aus denen die Abweichungen entstanden sind. Ganz ähnlich kann man es doch auch beim Schiffskörper machen. Wenn man von einer bestimmten Grundlage ausgeht und die Schiffsformen harmonisch verändert, so wird man zweierlei erreichen, erstens, daß man rechnerisch unkontrollierbare Einflüsse zum größten Teil ausschaltet, und zweitens, daß man wirklich glatte Schiffskörper bekommt.

Herr Geheimrat Krieger hat besonders betont, daß man die Individualität des Konstrukteurs und die Kunst des Schiffszeichnens nicht durch das Verlangen nach mathematischen Schiffsformen beeinträchtigen sollte.

Ich schätze die Kunst als solche sehr hoch ein, stehe aber auf dem vielleicht etwas merkwürdigen Standpunkt, daß die Kunst die Mathematik der Phantasie ist und daß das, was die Phantasie bildet, in vielen Fällen sich sehr gut mit dem in Übereinstimmung bringen läßt, was man mathematisch entwickeln kann. Ich habe nicht ohne Grund in meinem Vortrage gesagt, daß ein Vergleich der wirklichen Schiffsform, also derjenigen Form des schwimmenden Körpers, der seiner Anhängsel entkleidet ist, sich mathematisch sehr in der Nachbarschaft dessen befindet, was ich Ihnen hier als Sinuslinie und harmonische Kurve gezeigt habe. Es wird jeder Einzelne von Ihnen in der Lage sein, das in der Praxis nachzuprüfen. Es werden sich kleine Differenzen zeigen, dennoch wird man feststellen, daß die Konstrukteure trotz ihrer Eigenart doch alle mehr oder weniger dasselbe machen, denn sie haben alle dasselbe gleiche Ziel, nur suchen sie das auf verschiedene Weise zu erreichen. Mit der wachsenden Erfahrung verändern sich auch die idealen Anschauungen der Konstrukteure und nähern sich einander ständig.

Ich habe sehr viel Gelegenheit gehabt, Zeichnungen ausgeführter guter Schiffe nachzuprüfen und ihre Formen mit den harmonischen Kurven zu vergleichen, und habe gefunden, daß zwar nicht immer die äußere Form der einzelnen Wasserlinien mit diesen Kurven übereinstimmt, daß aber das Verhältnis zwischen den Ordinaten der oberen Wasserlinien und denen der Spantflächenskala fast immer das gleiche ist.

Die Widerstandsfrage ist in der Diskussion unwillkürlich in den Vordergrund gerückt. Ich habe in meinem Vortrage davon Abstand genommen, näher auf sie einzugehen, denn wir würden wahrscheinlich bei aller Sachlichkeit zu einer so ausgedehnten Diskussion gekommen sein, daß sie an einem Tage nicht erledigt werden könnte.

Zur Erforschung der Widerstände am Schiffskörper sind systematische Versuche eine gewisse Notwendigkeit. Aber systematische Versuche müssen auch auf systematischen Grundlagen aufgebaut sein. Man kann dabei nicht das individuelle, künstlerische Gefühl Dienst der Formgebung zu stellen. Mir kam es darauf an, Ihnen zu zeigen, daß das im walten lassen, sondern man muß einmal versuchen, die mathematischen Ableitungen in den Schiffbau im allgemeinen übliche System, aufzubauen auf die Parabel, nicht den natürlichen Bedingungen entspricht, sondern daß die Sinoide eine viel größere Berechtigung hat, an-

gewendet zu werden. Sie finden die Form der Sinoide in den Formen der Natur viel öfter, als Sie das vielleicht ohne weiteres glauben mögen.

Die Beziehungen zwischen der Schiffsform und der Geschwindigkeit sind natürlich sehr mannigfaltig. Aus meinem Vortrag sollte absolut nicht hervorgehen, welche Geschwindigkeit und welche Schiffsformen zu einander passen. Was ich vorgetragen habe, ist nur ein gewisses natürliches mathematisches Gerüst für die Einrichtung von systematischen Versuchen mit Schiffsformen.

In der Diskussion sind noch besonders Schiffsformen erwähnt worden, wenn ich recht verstanden habe, sogenannte Stufenformen. Es ist sehr interessant zu wissen, daß sich Stufenboote genau so mathematisch behandeln lassen, wie gewöhnliche Schiffe. Ein Stufenboot, ein modernes Rennboot überhaupt, ist ein eigenartiger Körper. Es ist nämlich ein Schiff ohne Hinterschiff. Diese Stufenboote bestehen aus einer Reihe von hintereinander gestellten Vorschiffen, von denen jedes einer systematischen harmonischen Behandlung zugänglich ist.

Es ist ganz selbstverständlich, daß Schiffe mit höherer Geschwindigkeit, mit viel höherer, als wir sie heute haben, auch andere äußere Formen bedingen werden. Wenn Sie aber die Verteilungen des Displacements z. B. in den einzelnen Stufen der Rennboote betrachten, so werden Sie finden, daß sowohl die Verteilungskurve als auch die äußere Begrenzungslinie harmonische Kurven, zum Teil Sinoiden, zum Teil Ableitungen der Sinoiden sind.

Also auch bei diesen extremen Schiffstypen werden Sie wie bei den normalen Schiffen eine gewisse Übereinstimmung zwischen den abgeleiteten, nach meiner Ansicht natürlichen Kurven, und den Ausführungen des praktischen Schiffbaues finden.

Ich danke zum Schluß den Herren, die das Interesse hatten, sich an der Diskussion zu beteiligen, und hoffe, daß dieser oder jener Schiffbauer Gelegenheit nehmen wird, selbst Vergleiche zu ziehen und vielleicht in einer der nächsten Versammlungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft die Resultate seiner Erfahrungen vorzutragen. (Lebhafter Beifall.)

Der Vorsitzende, Herr Geh. Regierungsrat und Professor Busley :

Meine Herren! Mir scheint es, daß die Entwicklung der Schiffsformen, welche uns Herr Oberingenieur Bauer vorgeführt hat, für den Konstrukteur eine gewisse Bedeutung hat, und das umso mehr, wenn ihre Ergebnisse an ausgeführten Schiffen nachgewiesen würden und wir dann in der Lage wären, den Koeffizienten zu verbessern.

Ich möchte Herrn Oberingenieur Bauer heute schon bitten, wenn er seine Studien über die Winkelfunktionen vollendet hat, uns auch hierüber später einen Vortrag an dieser Stelle zu halten.

Ich danke Herrn Oberingenieur Bauer für seine Bemühungen um diesen Vortrag, und hoffe, daß er durch das Interesse befriedigt ist, welches derselbe hier gefunden hat. (Lebhafter Beifall.)

XIII. Das hamburgische Baggerwesen.

Vorgetragen von Dr.-Ing. W. Thele-Hamburg.

I. Allgemeines und Geschichtliches.

Von der Bedeutung der Elbe als Lebensader Hamburgs geben am besten die großen Opfer an Geld und Arbeit Zeugnis, die von Hamburg stets aufgewendet worden sind, wenn es galt, das durch starke Versandungen von jeher gefährdete Fahrwasser der Elbe zu erhalten und zu verbessern. Um die hierbei geleistete Kulturarbeit richtig einschätzen zu können, muß man sich vergegenwärtigen, daß der Zustand des Fahrwassers im Anfang vorigen Jahrhunderts derart hoffnungslos erschien, daß sogar von sachverständiger Seite die Befürchtung laut wurde, die Elbe könne in absehbarer Zeit ganz und gar aus der Reihe der schiffbaren Ströme verschwinden. Wenn sich diese Befürchtung schließlich auch als grundlos erwies, indem der ungünstige Einfluß einer gerade in jene Zeit fallenden, über eine Reihe von Jahren sich erstreckenden wasserarmen Periode des oberen Stromgebietes nicht sogleich erkannt worden war, zeigt dies Stimmungsbild doch, wie nahe man angesichts der sich auftürmenden Schwierigkeiten daran war, die Flinte ins Korn zu werfen und vor den hier wirkenden Naturgewalten einfach zu kapitulieren.

Wie die Tatkraft der Hanseaten es vermocht hat, diese ihren Handel schwer bedrohende Gefahr abzuwenden und der auf Versandung der Elbe hinstrebenden Kräfte Herr zu werden, spiegelt sich zum Teil in der Entwicklung des hamburgischen Baggerwesens wieder.

Es ist im Rahmen eines Vortrags nicht Raum genug, um auf die eigentliche Entwicklung dieses für die Schifffahrt so wichtigen Teilbetriebes der Hamburgischen Baudeputation näher eingehen zu können. Ich beschränke mich daher darauf, nur einige bedeutende Merkmale herauszugreifen und aneinanderzureihen, soweit deren Kenntnis zum besseren Verständnis der heutigen Arbeitsmethoden und Einrichtungen des Baggerwesens namentlich für die in dieses Sondergebiet weniger Eingeweihten nützlich erscheint.

Im übrigen habe ich mir zur Aufgabe gemacht, im folgenden ein möglichst umfassendes Gesamtbild eines Baggerbetriebes zu geben, den man hinsichtlich seiner Ausdehnung und des Umfangs der von ihm zu erledigenden Arbeiten zu den größten seiner Art zählen kann. Gleichzeitig dürfte hiermit ein nicht unwesentlicher Beitrag zur Darstellung des heutigen Baggerwesens überhaupt gegeben sein. Die Beschränkung auf den hamburgischen Baggerbetrieb hat einerseits den Vorzug, daß der Einfluß der jeweiligen örtlichen Verhältnisse auf die Wahl und Ausbildung der technischen Betriebsmittel mehr hervortritt, ein Umstand, der im Baggerwesen überall in entscheidendem Maße zur Geltung kommt. Andererseits bot sich mir hierdurch die Möglichkeit, bei allen Angaben, bei denen ich auf das Studium von Quellen angewiesen war, unmittelbar auf die Akten der Behörde für Strom- und Hafenbau zurückgreifen zu können, deren Benutzung mir von der

Hamburgischen Wasserbaudirektion in entgegenkommender Weise gestattet worden war, wofür ich nicht verfehlen möchte, an dieser Stelle meinen Dank auszusprechen.

Bis zum Jahre 1834 besaß Hamburg nur äußerst primitive Einrichtungen zur Entfernung von Untiefen aus dem Fahrwasser der Elbe. Es waren nur wenige 10—12 cbm fassende hölzerne Schuten vorhanden, deren aus je zwei Mann bestehende Besatzung mittels

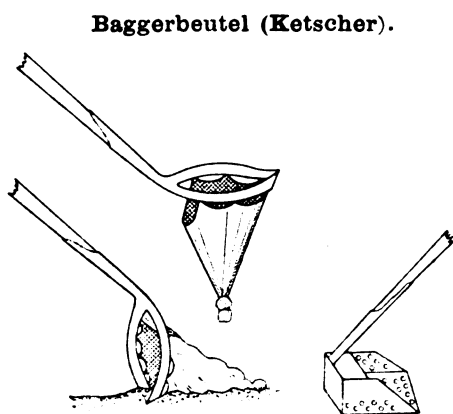


Fig. 1.

Baggerbeuteln, sogenannten „Ketschern“, die Versandungen im Fahrwasser abgruben. In Fig. 1 sind einige der damals gebräuchlichen Arten von Ketschern abgebildet. Die eine Art ist eine Hohlschaufel aus Eisenblech mit Löchern zum Abfließen des Wassers. Die andere Art besteht aus einem eisernen, vorn geschärften, kreisrunden Bügel von etwa 350 mm Durchmesser, an dem ein leinener, kegelförmiger 500 mm tiefer Beutel hängt. Beide Ketscher hatten einen Inhalt von ungefähr 16 l. Im allgemeinen wurde wegen des leichteren Gewichts die zweite Art vorgezogen. Die Ketscher waren mit einem Stiel von 5 m Länge versehen. Man konnte mit ihnen eine Tiefe von etwa 5—6 Fuß unter Wasser halten. Die Flut stieg damals normal 7 Fuß und da zum Baggern nur die Zeit der zweiten Hälfte der Ebbe zur Verfügung stand, konnte mit den beschriebenen Geräten notdürftig eine Tiefe von 10 Fuß bei Hochwasser unterhalten werden.

Es wäre jedoch nicht möglich gewesen, mit den paar vorhandenen staatlichen Baggerschuten selbst diesen gewiß sehr bescheidenen Ansprüchen zu genügen, wenn man sich nicht folgenden Umstand zu Nutze gemacht hätte. Um die zahlreichen von Hamburg ausgehenden Segelschiffe mit Ballastsand zu versehen, hatte sich die besondere Berufsklasse der Ballastschiffer gebildet. Diese gruben während der Ebbe den Sand an leicht zugänglichen Stellen, also hauptsächlich an den Ufern, ab und brachten ihn in Ewern nach den Schiffen. Es ist klar, daß diese Gepflogenheit der Ballastschiffer nur schädlich wirken konnte, da sie zur Unterhaltung oder gar Vertiefung des Fahrwassers nichts beitrug, vielmehr nur eine Zerstörung der Ufer bewirkte. Es wurde daher bereits im Jahre 1824 von der hamburgischen Regierung verfügt, daß aller Ballastsand von nun an nur noch den tiefen Stellen des Stromes, also dem Fahrwasser, entnommen werden dürfte. Um die Ballastschiffer für die durch diese Verfügung entstandene wesentliche Erschwerung ihrer Arbeit zu entschädigen, wurde ihnen seitens des hamburgischen Staates für jede gebaggerte Schute Sand eine Prämie von 2 M aus der Staatskasse bewilligt. Es braucht nicht erwähnt zu werden, daß diese Maßregel sich für die Erhaltung und Verbesserung des Fahrwassers sehr nützlich erwiesen hat.

Die Handbaggerei mittels der Ketscher ist auch heute noch in Gebrauch, und zwar in den hamburgischen Fleeten, wo wegen der geringen Wassertiefe, der zahlreichen Brücken und sonstigen örtlichen Hindernisse größere Bagger keine Verwendung finden können.

Die Tiefe von 10 hamburgischen Fuß, nach heutigem Maße 2,86 m, genügte jedoch schon damals an den Liegeplätzen der größeren Segelschiffe im Hafen nicht mehr. Um daher an solchen Stellen eine etwas größere Tiefe zu schaffen, bediente man sich einer eigenartigen mechanischen Baggervorrichtung, der sogenannten „Drehewer“, von denen damals zwei Stück in Tätigkeit waren. In Fig. 2 ist ein solcher Apparat, der seinen Namen wahrscheinlich der an Bord befindlichen Winde verdankt, abgebildet. Er stellt eine gewisse Vervollkommenung der von Hand bedienten Ketscher dar. Als Schiffsgefäß diente ein hölzerner Ewer von etwa 17 m Länge und 4,3 m Breite, in dem ein Laderaum von ungefähr 17 cbm abgeschottet war. Die eigentliche Baggervorrichtung besteht aus einem kreisförmigen eisernen Bügel von 700 mm Durchm., dessen vordere Seite schneidenförmig zugeschärft ist. An diesem Bügel ist ein Lederbeutel von etwa 30 l Inhalt befestigt. Dieser so gebildete Baggerbeutel ist mit einem langen Holzstiel versehen und hängt mittels einer Kette in einem seitlich am Ewer befindlichen schwenkbaren Davit. Zur Betätigung des Baggers wird der Baggerbeutel auf den Grund herabgelassen und zunächst mittels einer Kette möglichst weit nach

hinten gezogen; während nun einerseits der Baggerstiel seitlich am Ewer durch ein mehrfach um ihn geschlungenes Tau festgehalten wird, erfolgt das Durchziehen des Baggerbeutels durch den Grund mit Hilfe einer Handwinde. Diese Drehewer stellen die ersten mit mechanischen Vorrichtungen versehenen hamburgischen Bagger dar. Sie haben sich in ihrer ursprünglichen Form bis auf den heutigen Tag erhalten. Allerdings standen sie schon damals wegen ihrer geringen Leistungsfähigkeit in keinem guten Ruf und mag dieser Umstand viel dazubeigetragen haben, daß in Hamburg der maschinellen Baggerei so lange Zeit wenig Vertrauen entgegengebracht wurde.

Inzwischen hatte unter dem Einfluß der den unruhigen Kriegsjahren im Anfang vorigen Jahrhunderts folgenden Friedenszeiten sowie unter der günstigen

Hamburgischer Drehewer.

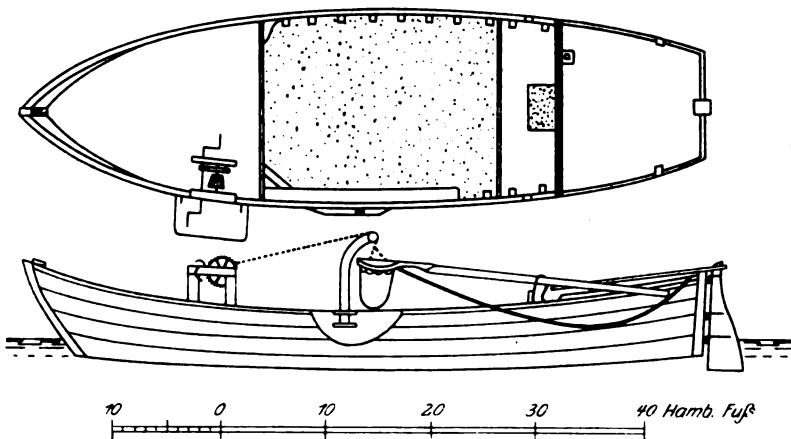


Fig. 2.

Wirkung einer weitsichtigen Handels- und Verkehrspolitik ein Aufschwung der allgemeinen Wirtschaftslage in ganz Deutschland eingesetzt, an dem Hamburg infolge seines Seehandels in hervorragendem Maße teil hatte. Dies war vor allem an der raschen Zunahme der über Hamburg beförderten Warenmengen deutlich zu erkennen. Es ist daher nicht zu verwundern, daß sich unter diesen Umständen die bestehenden Mängel des Fahrwassers mehr und mehr in der nachteiligsten Weise bemerkbar machten. Hierzu trat noch ein anderer wichtiger Umstand. Der ausschließliche Gebrauch der Segelschiffe ließ den ungünstigen Zustand des Elbfahrwassers früher niemals als ein ausgesprochenes Mißgeschick erscheinen, da diese Schiffe in der Regel die Flut abwarteten und der hierdurch verursachte Zeitverlust gegenüber dem oft langen Aufenthalt im Hafen und den infolge ungünstiger Windverhältnisse verzögerten Reisen nicht sehr hoch veranschlagt wurde.

Das änderte sich jedoch mit der Einführung der Dampfschiffe, durch welche die Ansprüche an das Fahrwasser in einer Weise gesteigert wurden, daß die früher vom Handelsstand nur als Unbequemlichkeit empfundenen Mängel schließlich zu einem unerträglichen Mißstand auswuchsen, der zur kräftigen Inangriffnahme einer weitsichtigen, nach technischen Grundsätzen geleiteten Verbesserung des Fahrwassers drängte. Der Stand der Forschungen auf dem Gebiet des Wasserbaues hätte schon in jener Zeit den Technikern die Mittel an die Hand gegeben, hier ganze Arbeit zu machen und etwas für die Zukunft Brauchbares zu schaffen, denn man kannte schon damals genau die Ursachen der Verflachung des Strombettes und die Umstände, die zur Bildung von Sandbänken führten. Die Zeit war jedoch zur Verwirklichung der erst heute zur endgültigen Durchführung gelangten großen Entwürfe noch nicht reif; man versuchte, mit billigeren Mitteln zum Ziel zu kommen. Von den in England und auch in verschiedenen Stromgebieten Deutschlands bereits zur Verwendung gelangten Dampfbaggern hielt man in Hamburg sehr wenig. Man glaubte nicht, daß sie irgendwelchen Vorteil vor der Handbaggerei bieten könnten und schreckte außerdem vor den erheblichen Anschaffungskosten zurück. Große Hoffnungen setzte man dagegen auf das sogenannte „Kratzen“, d. h. Aufrühren des Grundes mittels einer Art Stromegge in der Meinung, man könnte auf diese Weise wenigstens ein gleichmäßig tiefes Fahrwasser herstellen. Kennzeichnend für die Bedeutung, die man dieser Methode beimaß, ist die Tatsache, daß ihre ausgedehnte Anwendung noch ernsthaft in Erwägung gezogen wurde, nachdem bereits die ersten Dampfbagger in Betrieb genommen waren. In dem Bestreben, zur Bewegung der Kratzmaschinen möglichst die natürlichen Kräfte des Stromes zu verwenden, verfiel man auf sinnreich ausgedachte Verfahren. Das erste ist in Fig. 3 zum Ausdruck gebracht. Durch einen Anker gehalten, liegt ein größerer Ewer im Strom. Die Ankerkette ist nicht wie üblich am Bug, sondern mittschiffs befestigt. Durch entsprechende Ruderlegung ist es möglich, den Ewer unter dem Einfluß der Wasserströmung zum Hin- und Herschwoien über die ganze Breite des Fahrwassers zu veranlassen. Hierbei schleppt der Ewer einen ihm angehängten Kratzer, der aus einer schweren eisernen, mit zahlreichen Spitzen versehenen Stange besteht, mit über den Grund, wodurch der Sand aufgelockert und, falls er fein genug ist, von der Strömung fortgerissen wird.

Das zweite Verfahren besteht, wie aus Fig. 4 ersichtlich, darin, daß zwei Schuten oder Ewer an einem gemeinsamen Anker so befestigt werden, daß ein sie gegenseitig verbindendes Tau über eine am Anker befindliche Rolle läuft. Die eine Schute wird nun quer, die andere längs zur Stromrichtung gestellt, was durch

geeignete Befestigung des Ankertaues am Schiffskörper erzielt werden kann. Jede Schute ist mit einem Kratzer versehen. Da die querliegende einen größeren Widerstand im Strom erzeugt, kommt sie stromabwärts ins Treiben, während die zweite Schute stromaufwärts bewegt wird. Ist der Arbeitsweg durchlaufen und die zweite Schute in der Nähe des Ankers angelangt, so wird die Stellung der Schuten zur Stromrichtung vertauscht und das Spiel kann von neuem beginnen.

Naturgemäß durfte das Kratzen und Aufrühren des Grundes nur während der Ebbe ausgeführt werden. Die erzielten Erfolge waren außerordentlich gering, da ja kein Entfernen der Sandmassen aus dem Fahrwasser stattfand, sondern

Kratzer.

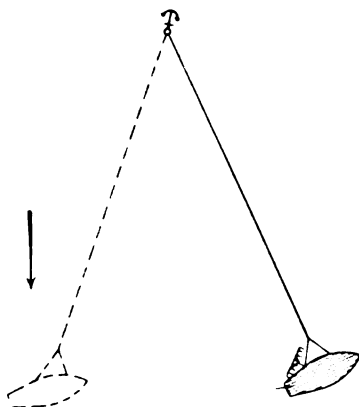


Fig. 3.

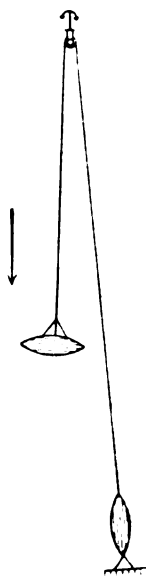


Fig. 4.

nur ein Ebnen des Grundes. Die aufgerührten Bodenmassen legten sich in kurzer Entfernung von der Arbeitsstelle größtenteils im Fahrwasser wieder nieder.

Gelegentlich nahm man auch zu einem anderen, noch merkwürdigeren Mittel seine Zuflucht, um die Untiefen aus dem Fahrwasser zu entfernen. Man suchte sich die Vereisung des Flußbettes im Winter zunutze zu machen, indem man das an seichten Stellen sich bildende Grundeis aufbrach und die hierdurch bloßgelegten Teile des Flußbettes der Einwirkung des Stromes aussetzte.

Alle diese Mittel erwiesen sich naturgemäß als gänzlich unzureichend.

Angesichts der guten Erfahrungen, die inzwischen in England mit dem Dampfbagger gemacht worden waren, konnten sich auch die maßgebenden hamburgischen Behörden nicht mehr länger der Überzeugung verschließen, daß diese Baggerart doch ihre Vorzüge haben müsse. Wenn dennoch sehr zögernd an einen

ersten Versuch mit dieser so bedeutungsvollen Neuerung herangegangen wurde, so mag dies mit dem Umstand zusammenhängen, daß es damals in Hamburg an Fachleuten gefehlt hat, denen ein selbständiges Urteil über die Vorteile des Dampfbaggers zugetraut werden konnte. Es braucht daher nicht wunderzunehmen, daß im Jahre 1832 englische Ingenieure nach Hamburg berufen wurden, um ihre Ansicht hinsichtlich der Verbesserungsfähigkeit des Elbfahrwassers durch Dampfbagger auszusprechen. Diesen war es auch vorbehalten, die in Hamburg noch bestehenden Bedenken zu beheben. Auf Grund ihres günstigen Urteils entschloß sich der hamburgische Staat denn auch zur Beschaffung von zwei Dampfbaggern. Der Bau dieser Bagger wurde in den Jahren 1833 und 1837 in Auftrag gegeben. Die aus Holz hergestellten Schiffskörper wurden in Hamburg gebaut, die Maschinen und die eigentliche Baggervorrichtung dagegen an englische Firmen vergeben. Im großen und ganzen hatten diese beiden Bagger, von denen der zuerst gebaute als der kleinere den Namen „Bagger II“ und der zweite, größere den Namen „Bagger I“ erhielt, schon die Form der heutigen Eimerbagger. In Fig. 5 ist der Bagger II und in Fig. 6 die dazugehörige Maschine abgebildet. Infolge der mittschiffs angeordneten Eimerleiter hat der Schiffskörper eine schlitzartige Durchbrechung, eine „Bünne“, die den Durchtritt der Eimerleiter gestattet und wodurch diese zugleich die erforderliche seitliche Führung erhält. Da die Bünne vorne geschlossen ist und die Eimerleiter demnach nicht über das Vorderende des Baggers hinausreicht, konnte der Bagger nur da Verwendung finden, wo bereits eine mindestens seinem Tiefgang entsprechende Wassertiefe vorhanden war. Der Bagger gab den von den Eimern (Fig. 7) gehobenen Boden mittels einer seitlich angeordneten Schüttrinne an die längsseits liegende Baggerschute ab. Hierbei fällt auf, daß diese Schüttrinne nur an einer Seite des Baggers angeordnet war im Gegensatz zu den heutigen Ausführungen, die eine Schüttrinne an jeder Seite des Baggers vorsehen. Von besonderem Interesse ist die maschinelle Anlage des Baggers. Diese besteht aus einem Kofferkessel einfachster Bauart von höchstens $\frac{1}{2}$ Atm. Überdruck und einer Wattschen Dampfmaschine. Die Bewegungsübertragung von der Maschine auf den Turas erfolgt durch Zahnräder. In Fig. 6 sind rechts zwei Kettentrommeln abgebildet. Diese stellen die Ebb- und Flutwinde dar, die ihren Antrieb gleichfalls von der Maschine erhalten. Seitenwinden fehlten ursprünglich an dem Bagger gänzlich. Es war damals üblich, die Bagger während der Arbeit nur in der Stromrichtung zu verholen. Die Seitenbewegung, die heute bei Eimerbaggern allgemein üblich ist, kam erst in den vierziger Jahren auf. Sie wurde auf den ersten Baggern des hamburgischen Staates nachträglich eingerichtet (Fig. 8). Das Fehlen der Seitenbewegung mag auch der Grund gewesen sein, weshalb man

Alter Bagger II. (Der erste Hamburgische Dampfbagger).

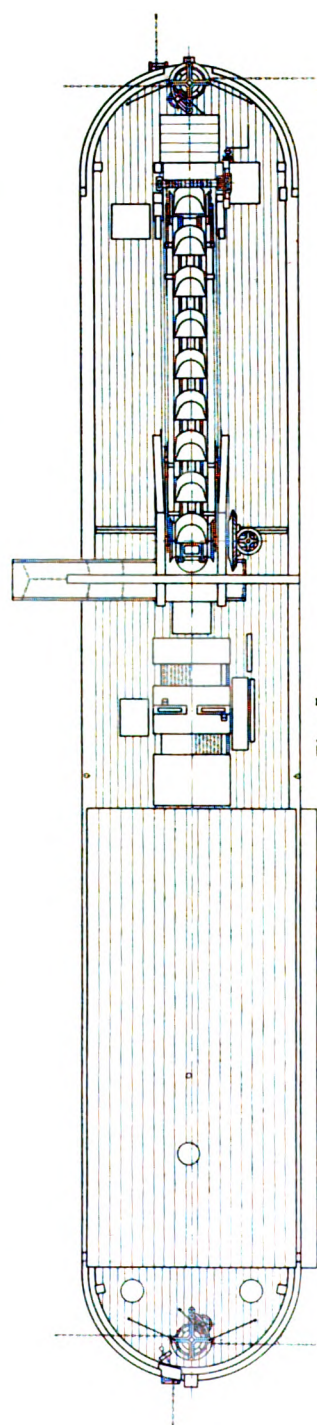
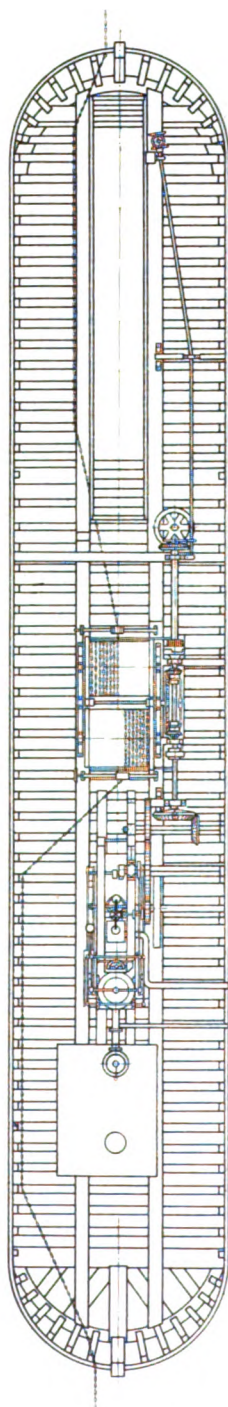
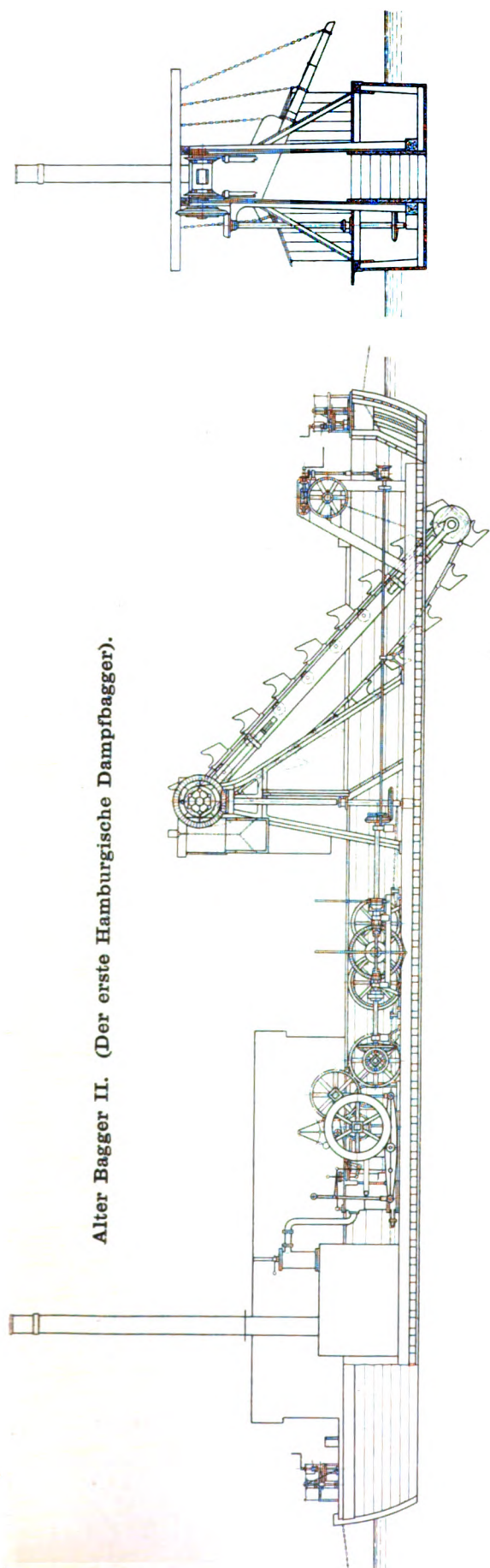


Fig. 5.

Maschine des ersten hamburgischen Dampfbaggers.

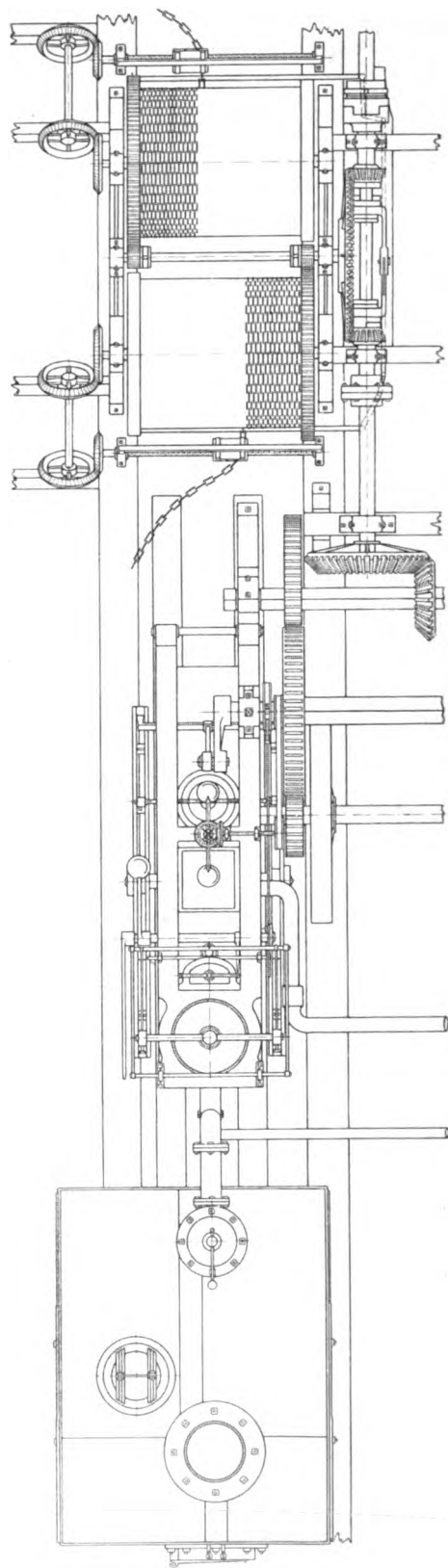
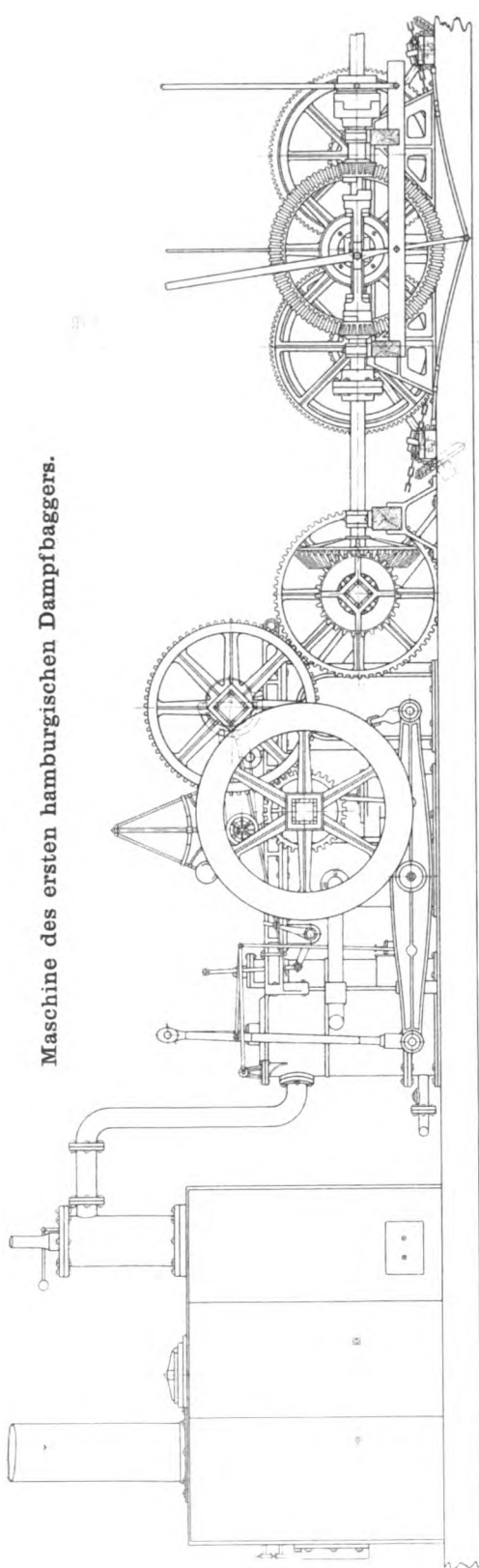


Fig. 6.

auf den Gedanken kam, statt einer Eimerleiter in der Schiffsmitte deren zwei an den Außenseiten des Schiffes anzuordnen. Fig. 9a u. 9b zeigen diese bei den alten Baggern III und IV angewendete Konstruktion.

Die Erfahrungen, die mit den ersten Dampfbaggern gemacht wurden, entsprachen im allgemeinen nicht den gehegten Erwartungen. Einmal war daran die noch etwas unvollkommene Bauart der Bagger selbst schuld, andererseits verfügte die Behörde noch nicht über ein technisch ausgebildetes Personal, das befähigt gewesen wäre, die sich herausstellenden Mängel zu beheben und die Leistungsfähigkeit der Bagger voll auszunutzen. Es dauerte geraume Zeit, bis der Maschinenbetrieb den Charakter des Fremdartigen verlor und man auf Grund eigener Er-

Eimer u. Gelenke des Baggers II.

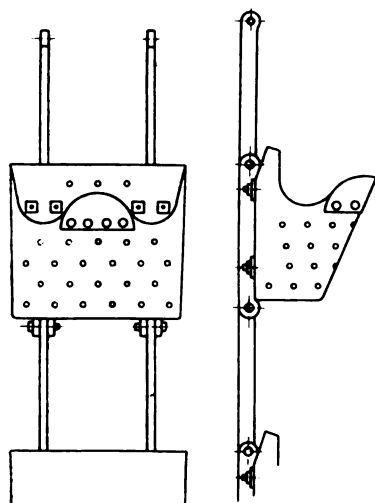


Fig. 7.

Seitenwinde des Baggers II.

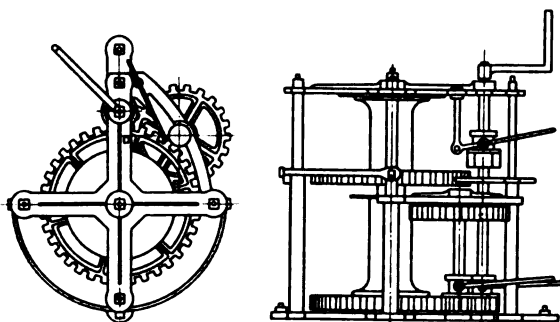


Fig. 8.

fahrungen und Ideen an der Weiterentwicklung des Dampfbaggers mitzuarbeiten sich berufen fühlte. Anregung hierzu war in reichlichem Maße vorhanden, da, wie schon eingangs erwähnt, gerade im Baggerwesen die örtlichen Verhältnisse bei der Wahl und Ausbildung der technischen Hilfsmittel eine entscheidende Rolle spielen.

Nachdem allerdings einmal das Mißtrauen gegen den maschinellen Betrieb überwunden und unter dem Einfluß des um die Mitte des vorigen Jahrhunderts einsetzenden beispiellosen Aufschwungs der Technik das Verständnis für das Maschinenwesen überhaupt mehr und mehr geweckt worden war, hat sich auch das hamburgische Baggerwesen ziemlich selbständig zu entwickeln begonnen. Bereits im Jahre 1845 wurde ein dritter, im Jahre 1859 ein vierter Dampfbagger gebaut. Die andauernd günstige Entwicklung der Dampfschifffahrt, die eine immer

Alter hamburgischer Bagger III.

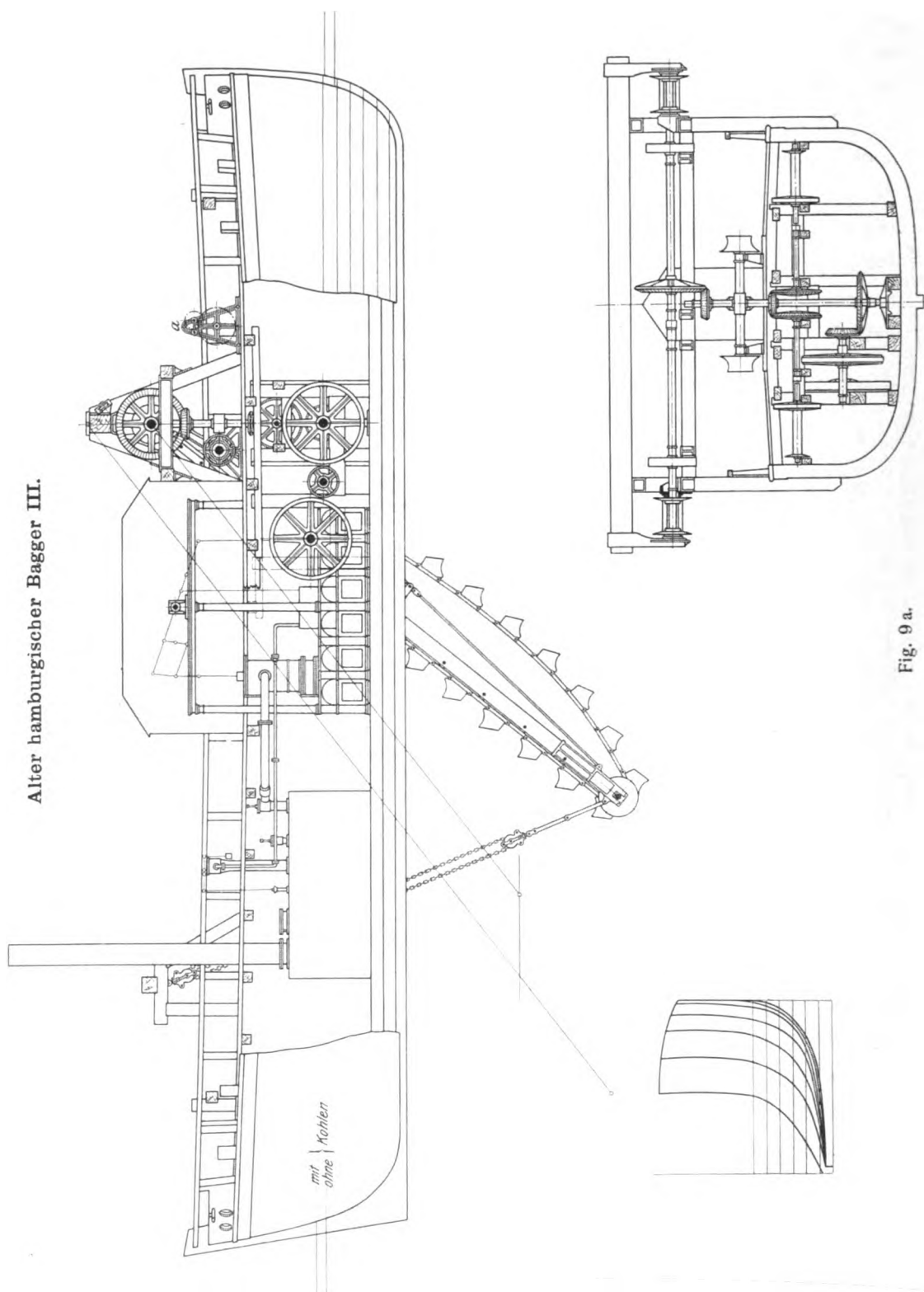


Fig. 9 a.

Alter hamburgischer Bagger III.

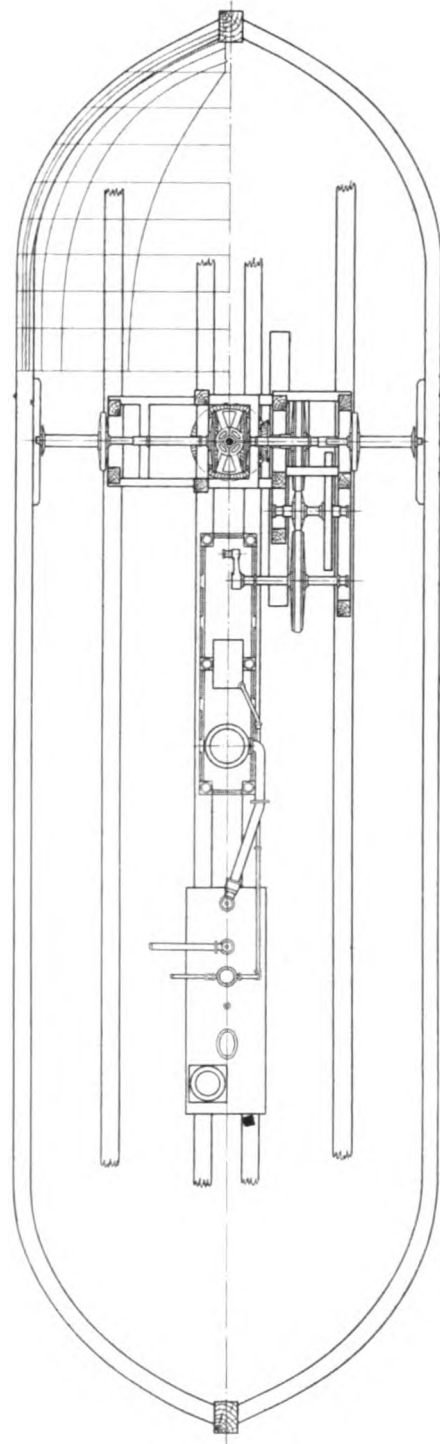
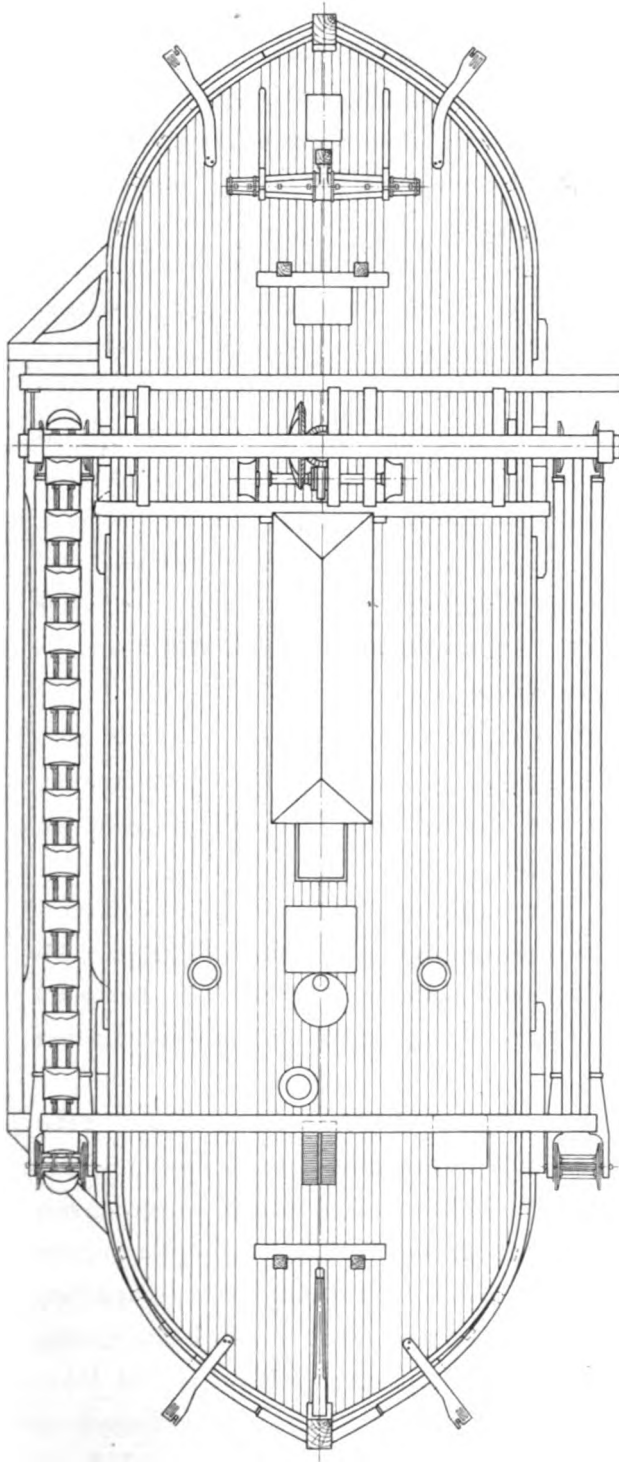


Fig. 9 b.

weitergehende Vertiefung des Fahrwassers der Elbe forderte, gab von nun an bis in die neueste Zeit zu einer stetigen Vergrößerung nicht nur der Zahl der Bagger, sondern auch ihrer Abmessungen und Leistungsfähigkeit Anlaß.

Aber auch in anderer Beziehung drängten die Umstände zum Vorwärtsschreiten, und zwar hinsichtlich der zur Wegschaffung und Unterbringung der gebaggerten Bodenmengen erforderlichen Lösch- und Transporteinrichtungen. Das ursprüngliche sehr kostspielige Verfahren, das Baggergut mittels Handkarren aus den Schuten an Land zu fahren, mußte mit der Indienststellung der großen, heute noch in Betrieb befindlichen neuen Bagger Nr. II und IX im Jahre 1883 verlassen oder doch sehr eingeschränkt werden. Statt dessen wurden die halbmechanischen Kranbrücken und Hängebahnen eingeführt. Aber auch mit diesen Geräten, die sich im übrigen gut bewährt haben und die für gewisse Arbeiten noch heute Anwendung finden, wäre man nicht imstande gewesen, die namentlich in dem letzten Jahrzehnt gebaggerten großen Bodenmengen zu bewältigen. Erst der neueren Zeit war es vorbehalten, die für diese Aufgabe geeigneten technischen Hilfsmittel zu schaffen. Als solche kamen im Jahre 1903 zuerst die „Schutensauger“ oder „Spüler“ und später im Jahre 1908 die hauptsächlich für Deichschüttungen gebrauchten „Schutenentleerer“ zur Verwendung.

Die Einführung der Schutensauger kann als einer der bedeutendsten Wendepunkte in der Entwicklung des hamburgischen Baggerwesens bezeichnet werden. Durch diese Apparate ist überhaupt erst die Erfüllung der dem Baggerwesen heute gestellten Aufgaben möglich geworden.

Ein einigermaßen zutreffendes Gesamtbild der Entwicklung des Baggerwesens in den letzten Jahrzehnten, das naturgemäß im großen und ganzen auch den Aufschwung des hamburgischen Seehandels widerspiegelt, gibt die aus Fig. 10 ersichtliche graphische Darstellung der seit dem Jahre 1876 jährlich gebaggerten Bodenmengen.

Die einzelnen Jahresmengen sind in Form von Rechtecken, die am Fuße die betreffende Jahreszahl führen, aufgetragen. Die Höhe der Rechtecke ist das Maß für die gebaggerte Jahresmenge, deren Größe an dem seitlich eingetragenen Maßstab abgelesen werden kann, und zwar bedeutet die ganze Höhe die Summe der in Hamburg und Cuxhaven sowohl im Strom als auch in den Häfen gebaggerten Mengen, die Höhe bis zu der punktierten Linie bedeutet die Strombaggerung allein. Um ein Beispiel herauszugreifen, ergeben sich aus der Figur für die Jahre 1910 und 1911 jedesmal rund 10 Millionen Kubikmeter Boden, dessen Baggerung und Unterbringung an Land $3\frac{1}{3}$ Millionen Mark erforderte. Ein Drittel dieser Bodenmenge würde ausreichen, um die Außenalster in Hamburg auszufüllen.

Zur weiteren Vervollständigung obigen Bildes, sowie zur Darstellung des augenblicklichen Umfanges des hamburgischen Baggerwesens mögen die beigegebenen Tabellen dienen, in denen sämtliche den Baggereizwecken dienende Fahrzeuge, soweit sie staatliches Eigentum sind, in der Reihenfolge ihrer Indienststellung mit denjenigen Daten aufgeführt sind, die eine Beurteilung ihrer Größe und Leistungsfähigkeit ermöglichen.

Zusammenstellung der seit 1876 jährlich gebaggerten Bodenmengen.

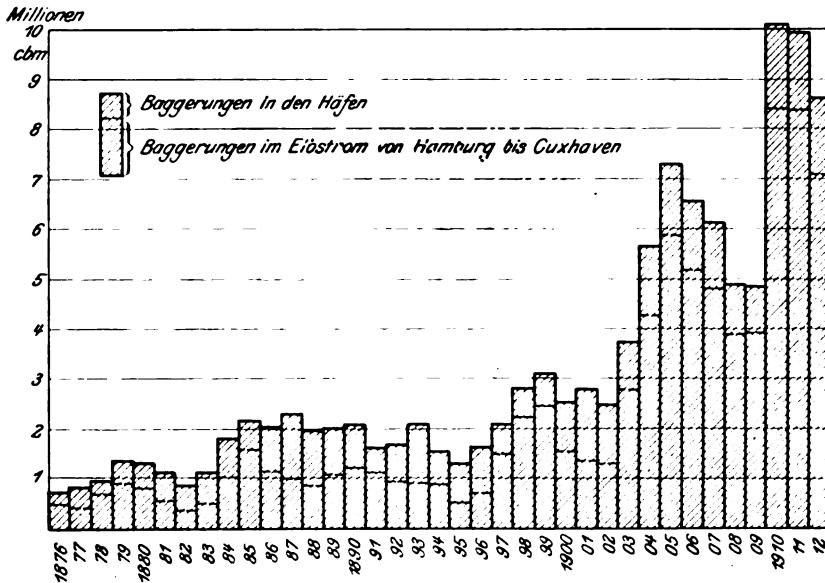


Fig. 10.

Unter Berücksichtigung des Verwendungszweckes der betreffenden Geräte und Fahrzeuge ist hierbei folgende Einteilung gewählt:

Tabelle 1. Geräte zum Baggern (Eimerbagger, Saugbagger, Greifbagger, Drehewer).

- „ 2. Geräte zum Transport der Baggererde (Schuten, Schleppdampfer).
- „ 3. Geräte zum Löschen des Baggergutes (Hängebahnen, Schutensauger, Schutenentleerer).
- „ 4. Fahrzeuge für allgemeine Betriebszwecke (Peildampfer, Inspektionsbarkassen usw.).

II. Die neueren Bagger und Baggerei-Hilfsgeräte.

Die Beschreibung der Bagger und der sonstigen im hamburgischen Baggerbetriebe verwendeten Fahrzeuge und Einrichtungen möge in der Reihenfolge geschehen, die auch in den Tabellen eingehalten ist. Demnach würden

zuerst die eigentlichen Baggervorrichtungen zu behandeln sein. Die wichtigsten von diesen sind die Eimerbagger.

Die Eimerbagger haben sich trotz der ihnen durch die Einführung der Saugbagger erwachsenen Konkurrenz für gewisse Zwecke auch in neuerer Zeit immer noch als unentbehrlich erwiesen. In Hamburg ist die vorzugsweise Verwendung des Eimerbaggers bedingt durch die Art der vom hamburgischen Baggerwesen zu erfüllenden Aufgaben überhaupt, sowie durch die örtlichen Verhältnisse z. B. die Beschaffenheit der zu baggernden Bodensorten. Die beständig zunehmenden Bedürfnisse der Seeschifffahrt fordern nicht nur die Unterhaltung des durch ununterbrochene Sand- und Schlickablagerungen gefährdeten Fahrwassers, sie bedingen von Zeit zu Zeit auch eine Tieferlegung der Fußsohle und somit einen Eingriff in gewachsenen Urboden, der im Elbgebiet teilweise aus zähem Ton und Klei-

Bagger XVII.

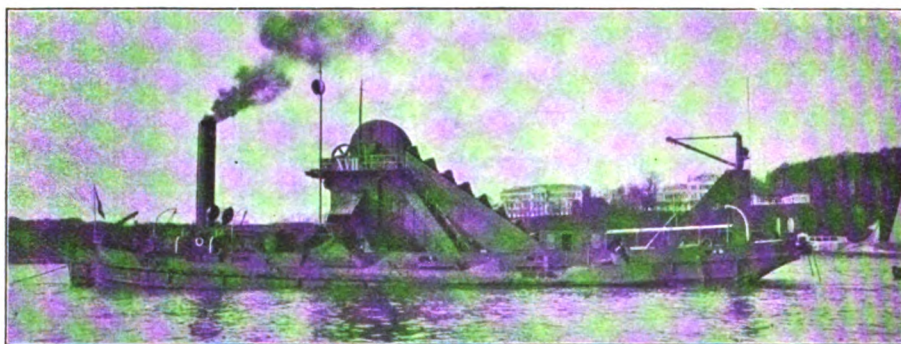


Fig. 11.

boden besteht. Aus strombautechnischen Gründen ist es ferner erwünscht, ein möglichst regelmäßiges Profil des Flußquerschnitts, eine möglichst ebene und glatte Flußsohle herzustellen. Diese Aufgabe wird auch heute noch am vollkommensten mit dem Eimerbagger erfüllt. Eine wichtige Rolle spielt ferner die Art des Weitertransportes der gebaggerten Bodenmengen sowie deren Unterbringung an Land. Auch hierfür schafft der Eimerbagger günstige Vorbedingungen, indem er das Baggergut in möglichst trockenem, wasserfreiem Zustande zu Tage fördert.

Die neueren hamburgischen Eimerbagger tragen, da ihre Anordnung und ihr Bau sämtlich nach den vom Konstruktionsbureau der Baggereibauinspektion angefertigten Entwürfen und Baubedingungen erfolgte, ziemlich übereinstimmende Merkmale an sich. Um diese kennen zu lernen, genügt es, einen größeren dieser Bagger, und zwar den im Jahre 1909 erbauten Bagger XVII näher zu betrachten. Dieser ist in Fig. 11 und 12 dargestellt. Bezüglich seiner Haupt-

abmessungen sei auf die Angaben der Tabelle I a verwiesen. Sämtliche wichtigeren Teile des Baggers sind in der Figur mit Buchstaben bezeichnet und näher erläutert. Ich kann mich daher darauf beschränken, nur solche Einzelheiten hervorzuheben, die mit Rücksicht auf neuere praktische Erfahrungen erwähnenswert erscheinen und die ferner Neuerungen konstruktiver Art bedeuten.

Der wichtigste Teil des Baggers ist die Eimerkette. Sie besteht im vorliegenden Fall aus 44 Baggereimern, die durch Bolzen und Gelenke zu einer endlosen Kette verbunden sind. Die erheblichen Kräfte, denen diese Konstruktionsteile oft rein zufällig durch die in der Flußsohle liegenden Hindernisse, Steine, Baumstämme Wrackteile usw. ausgesetzt sind, erfordern eine sehr kräftige Bauart derselben. In

Eimer des Baggers XVII.

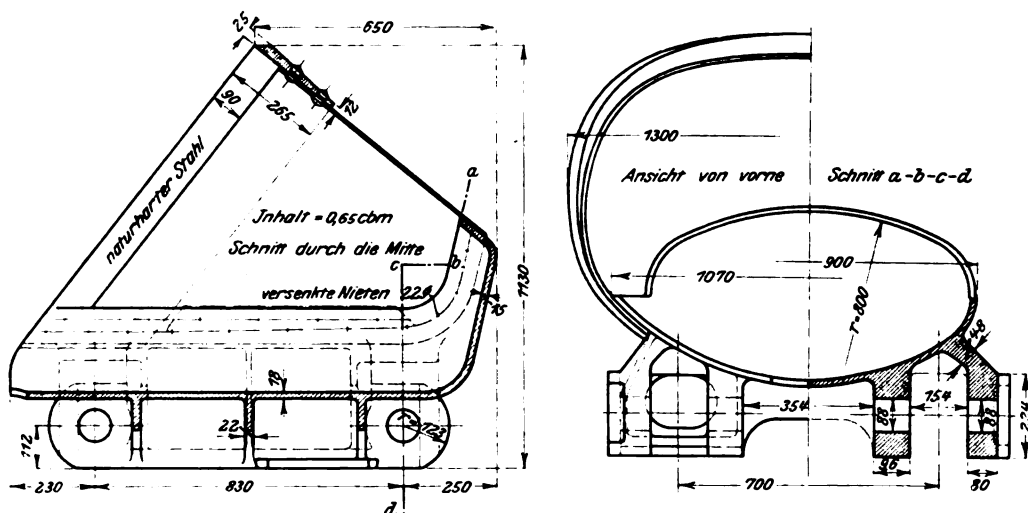


Fig. 13.

Fig. 13 und 16 sind diese Teile dargestellt. Jeder dieser Baggereimer hat ein Gewicht von 1030 kg. Als Material für die Herstellung von Baggereimern findet Stahlguß die weitgehendste Verwendung. Doch ist hierbei eine gewisse Vorsicht am Platze und empfiehlt es sich, nur diejenigen Teile des Eimers aus Stahlguß herzustellen, die geringeren Zug- und Biegebungsbeanspruchungen ausgesetzt sind. Wie aus Fig. 13 ersichtlich, sind nur der Rücken und Boden des Eimers aus Stahlguß, der übrige Teil, der Mantel und die Eimerschneide dagegen aus Flußeisenblech bzw. geschmiedetem naturharten Stahl hergestellt. In Hamburg hat sich diese Eimerkonstruktion im allgemeinen gut bewährt. Allerdings sind Brüche der Eimerücken nicht selten. Doch sind diese Erscheinungen weniger auf die Verwendung von Stahlguß überhaupt, als auf mangelhafte Qualität desselben zurückzuführen.

Die etwas komplizierte Form des Eimerrückens und die geringe Stärke seiner Wandungen erfordert eine sehr große Sorgfalt beim Gießen. Hauptsächlich ist auf möglichst langes Ausglühen der fertiggegossenen Stücke Wert zu legen. 12 bis 14 Tage sind hierfür wenigstens erforderlich. Vorgenommene Materialprüfungen haben erwiesen, daß Probestäbe, an verschiedenen Stellen dem Eimerrücken entnommen, durchaus voneinander abweichende Resultate ergeben. Festigkeit pro Quadratmillimeter und Dehnung schwanken von 0 bis 55 kg bzw. von 0 bis 25 % bei 200 mm Meßlänge. Es ist klar, daß auch die Form der Eimer nicht ohne Einfluß auf ihre Widerstandsfähigkeit ist. Da die größten Beanspruchungen in der Umgebung der Eimerschneide auftreten, empfiehlt es sich, dieser eine solche Gestalt

Baggereimer ganz aus Blech.

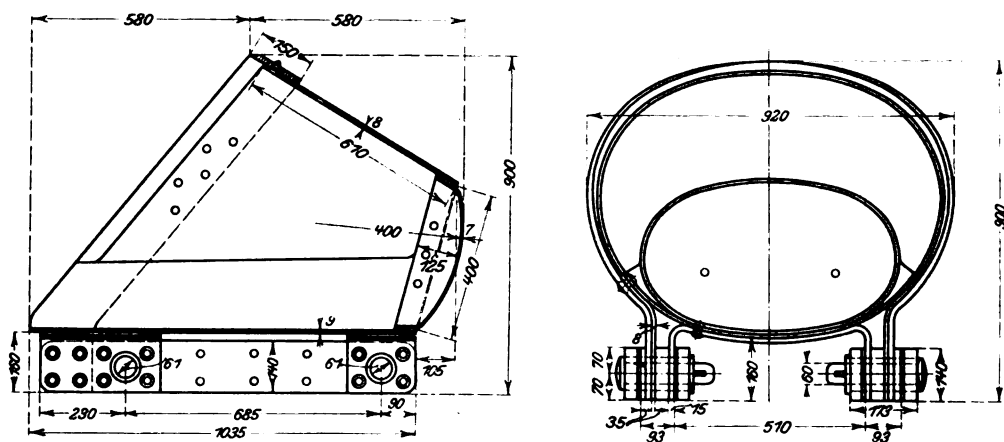


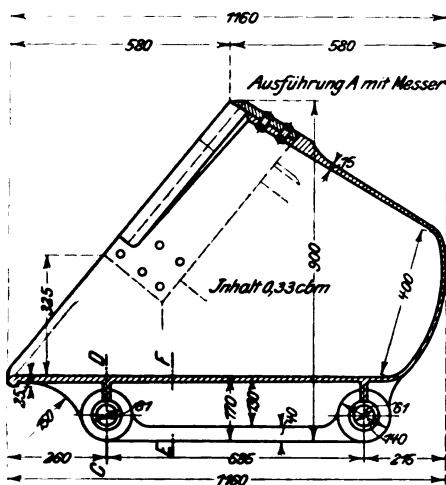
Fig. 14.

zu geben, daß sie unter dem Einfluß der auf sie wirkenden Kräfte eine möglichst geringe elastische Formveränderung erleidet. Gerade Schneiden sind daher zu vermeiden, da diese sich leicht durchbiegen und hierdurch schädliche Spannungen an anderen Stellen des Eimers hervorrufen, die zu Lockerungen der Nietverbindungen und Brüchen Anlaß geben.

Eine zweite Ausführungsform der Baggereimer, die gleichfalls in Hamburg angewendet wird, zeigt Fig. 14. Dieser Baggereimer ist ganz aus Flußeisenblech zusammengesetzt. Dem Nachteil der zahlreichen Nietverbindungen dieser Konstruktion stehen die leichte Reparaturmöglichkeit, die größere Festigkeit des Materials sowie das geringere Gewicht als Vorteile gegenüber.

Schließlich sei noch eine dritte Art von Baggereimern erwähnt, die in Hamburg zunächst nur versuchsweise zur Einführung gelangt ist. Dieser Baggereimer,

der in Fig. 15 dargestellt ist, ist ganz aus Stahlguß in einem Stück hergestellt. Die Eimer werden nach einem besonderen Verfahren, das meines Wissens nur von einer Firma (Jaeger, Elberfeld) in Deutschland angewendet wird, eingeformt und gegossen. Trotzdem der Eimer nur 9 mm starke Wandungen aufweist, zeigt das Material die Dehnungs- und Festigkeitseigenschaften von weichem Flußeisen. In hartem steinigem Boden dürfte es sich jedoch empfehlen, diese Eimer gleichfalls mit einer angesetzten Schneide aus naturhartem Manganstahl zu versehen. Sollte die Stahlgießtechnik imstande sein, solche Eimer dauernd in gleichmäßig guter Beschaffenheit zu liefern, so würde dies einen großen Fortschritt bedeuten nicht



Baggereimer ganz aus Stahlguß.

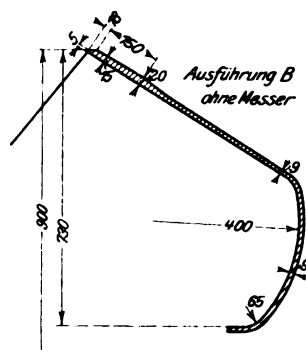
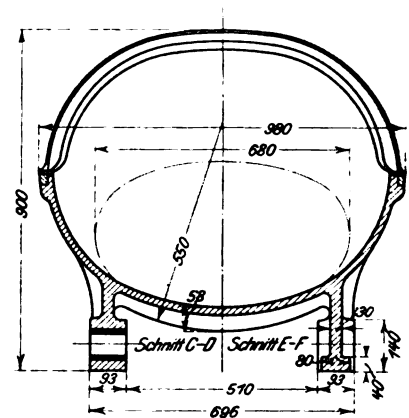


Fig. 15.



allein wegen des geringen Gewichtes der Eimer, sondern auch wegen Wegfalls der beständigen Reparaturen, die bei Eimern mit vielen Nietverbindungen nicht zu vermeiden sind.

Auch die übrigen Teile der Eimerkette, und zwar die zur Verbindung der Eimer dienenden Gelenke und Bolzen erfordern eine sorgfältige Ausbildung, um den außerordentlichen Beanspruchungen während des Betriebes gewachsen zu sein. Es ist bei diesen Teilen weniger die reine Widerstandskraft gegen die auftretenden Zugspannungen, die hierbei in Betracht kommt, sondern die Abmessungen dieser Teile und das für ihre Herstellung zu verwendende Material werden hauptsächlich bestimmt durch die Rücksichtnahme auf die starken Stöße, denen sie ausgesetzt sind sowie auf die schleifende Wirkung des oft aus scharfem Sand bestehenden Baggergutes. Früher wurden die Gelenke stets aus möglichst sehnigem Schweißeisen, dem sogenannten Hammereisen, hergestellt, erst in letzter Zeit wendet man sich in Hamburg auch den besseren Sorten des Flußeisens zu.

unteren Holm des Rahmens ist der Lagerkörper E aufgesetzt, in den ein dem Durchmesser der herzustellenden Büchse entsprechender Bolzen D eingelegt ist, der mittels einer Knarre langsam um seine Achse gedreht werden kann. In den oberen Raum des hydraulischen Zylinders tritt das Druckwasser durch die Öffnung O ein. Es verläßt den Zylinder wieder durch das Steuerventil L, dessen Ventilkegel mittels des Hebels H mit beliebiger Kraft niedergedrückt werden kann.

Baggerbüchsenpresse.

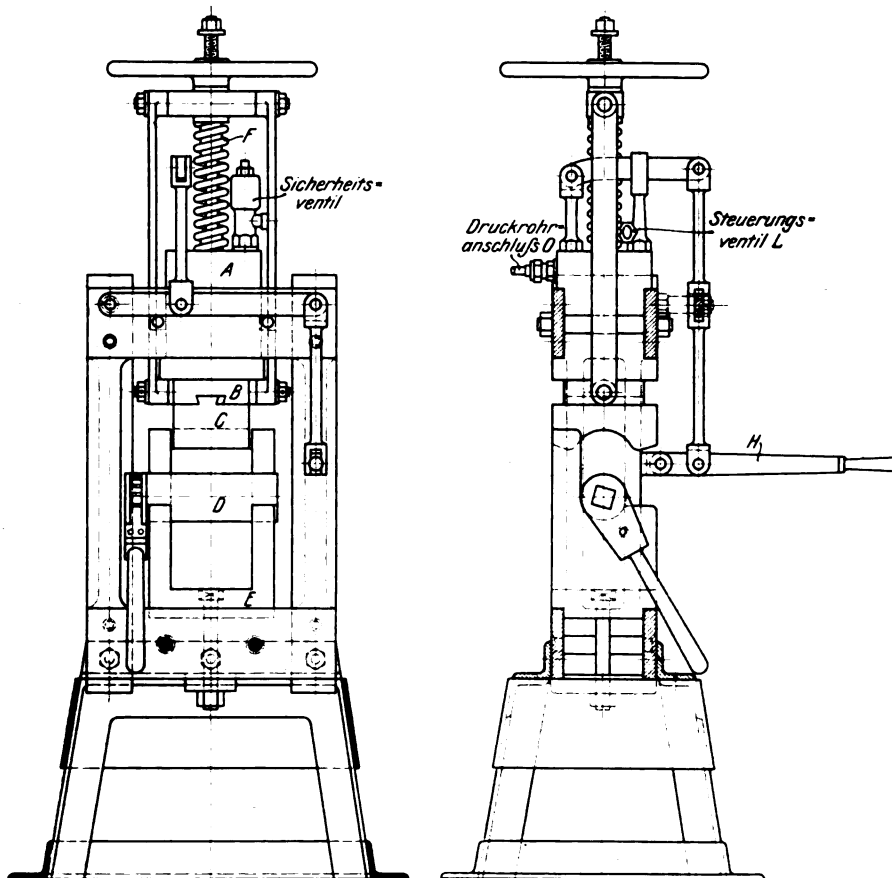


Fig. 18.

Die Herstellung einer Büchse vollzieht sich nun in folgender Weise. Auf den Bolzen D wird das auf passende Länge abgeschnittene und auf Rotglut erhitzte Stück Baggerbüchsenstahl aufgelegt. Hierauf wird der Hebel H niedergedrückt, wodurch dem Druckwasser der Austritt aus dem Zylinder versperrt wird. Der Stempelkopf senkt sich daher unter Überwindung der seiner Bewegung entgegen gerichteten Kraft der Feder nach unten und preßt hierbei das Arbeitsstück gegen

den Bolzen. Durch mehrmaliges Heben und Senken des Stempels bei gleichzeitigem Drehen des Bolzens wird schließlich das Arbeitsstück ganz um den Bolzen herumgebogen und die Büchse auf diese Weise gebildet. Hierauf wird der Bolzen D aus seinem Lager herausgehoben und die Büchse kann abgeschoben werden. Die Büchse bleibt offen, d. h. die stumpf gegeneinander stoßenden Enden des Arbeitsstückes werden nicht etwa miteinander verschweißt, so daß eine geschlossene Büchse entsteht, sondern es ist im Gegenteil wichtig, daß ein etwa 1—2 mm breiter Schlitz frei bleibt, in den später vor dem Einpressen der Büchse in die Gelenk Augen ein Blechstreifen von passender Dicke hineingelegt wird. Dieser Blechstreifen dient dazu, etwaige Differenzen zwischen dem Durchmesser des Gelenkauges und dem der Büchse auszugleichen bzw. auf ein solches Maß zurückzuführen, daß die Büchse, nachdem sie mittels der hydraulischen Presse in das Gelenkauge eingepreßt ist, in diesem unverrückbar fest sitzt.

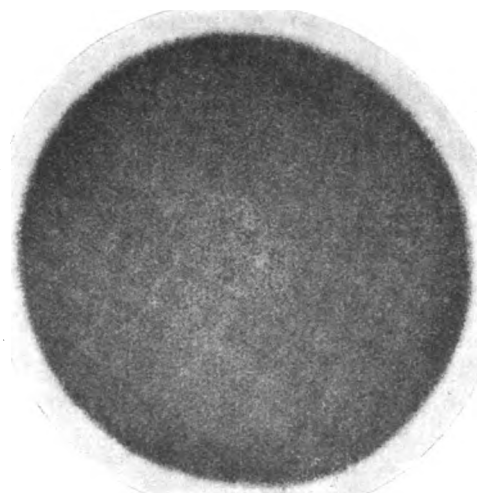
Was die Baggerbolzen anbelangt, so spielt auch hier die Beschaffenheit des zu ihrer Herstellung verwendeten Materials eine ausschlaggebende Rolle. Der Baggerbolzen soll nicht nur eine große Biegezugfestigkeit aufweisen, die ihn vor folgenschweren Brüchen während des Betriebes bewahrt, sondern er muß auch der zerstörenden Wirkung des Baggersandes gut widerstehen können, und zu diesem Zweck mit einem je nach dem Durchmesser des Bolzens 4—10 mm starken glasharten Mantel umgeben sein. Diese Forderungen hoher Biegezugfestigkeit und großer Härte stehen sich jedoch entgegen. Es ist diesem Umstande auch zuzuschreiben, daß gewöhnlicher härtbarer Stahl für die Herstellung von Bolzen sich als sehr ungeeignet erwiesen hat. Wird der Bolzen scharf abgekühlt, was zur Erreichung einer glasharten Oberfläche notwendig ist, kühlt sich auch sein Kern zu schnell ab, so daß er gleichfalls hart wird und Biegebeanspruchungen nicht mehr aushalten kann. Außerdem neigt Stahl von hohem Kohlenstoffgehalt, wenn er auch sonst noch so geeignet für Werkzeuge und ähnliche Verwendungszwecke sein sollte, leicht zu Rißbildungen. Diese nachteilige Eigenschaft kommt um so mehr in Betracht, je stärker die Abmessungen des Arbeitsstückes sind. Es ist vorgekommen, daß aus gewöhnlichem Stahl hergestellte Bolzen schon zerbrachen, wenn man sie versehentlich zu Boden fallen ließ. Ferner ist es bei den 95 mm dicken Bolzen der großen Bagger vorgekommen, daß sie infolge innerer Härtebeanspruchungen ohne jede äußere Veranlassung explosionsartig in Stücke zerfielen. Diese Erfahrungen haben im hamburgischen Baggerwesen schon seit Jahren dazu geführt, von einer Verwendung gewöhnlicher Stahlbolzen ganz abzusehen. Die Forderungen, die an einen brauchbaren Baggerbolzen gestellt werden müssen, sind durch das Vorhergehende bereits angedeutet. Der Bolzen muß trotz seiner

äußeren glasharten Schicht im Innern weich und zäh sein. Diese Eigenschaft läßt sich in vollkommener Weise nur dadurch erreichen, daß man für Mantel und Kern des Bolzens Stahl von verschiedenem Kohlenstoffgehalt verwendet. Bis vor wenigen Jahren wurden daher im hamburgischen Baggerbetriebe die Bolzen in der Weise hergestellt, daß auf die Laufflächen der aus weichem Eisen geschmiedeten Bolzen ein Stahlmantel aufgeschweißt wurde. Die so fertiggestellten Bolzen wurden dann noch einige Tage im Glühofen eingesetzt und zementiert, um den Kohlenstoffgehalt des Mantels noch weiter zu erhöhen. Diese Bolzen vertrugen das Abschrecken in kaltem Wasser sehr gut. Die Herstellung war jedoch etwas kostspielig und außerdem spielte die mehr oder weniger sorgfältige Ausführung der Schweißung eine große Rolle. Dies Verfahren wurde daher in den letzten Jahren verlassen. Heute werden nur noch Bolzen verwendet, die aus sehr weichem Stahl geschmiedet und durch nachträgliches „Einsetzen“ mit einem harten Mantel umgeben werden. Die Herstellung solcher Bolzen hat sich zur Spezialität nur einiger weniger Firmen in Deutschland herausgebildet. Der Kohlenstoffgehalt der eingesetzten Bolzen beträgt im Kern etwa 0,45—0,5 % und steigt infolge der Einsatzhärtung in dem äußeren Mantel auf etwa 0,95—1 % an. Dies läßt sich deutlich aus den Ergebnissen einer metallographischen Untersuchung erkennen, die ich einem Prüfungszeugnis des Königl. Materialprüfungsamtes der Technischen Hochschule in Berlin entnehme. Fig. 19a zeigt die Bruchfläche eines fertig gehärteten Bolzens in $\frac{3}{4}$ der natürlichen Größe. Schon an dieser Figur kann man die äußere harte Zone des Querschnitts erkennen. Noch deutlicher tritt dieselbe in Fig. 19 b hervor, die den polierten und mit Salzsäure geätzten Schliff zeigt. Fig. 19 c—e zeigen das mikroskopische Gefüge des Schliffes in 150 facher Vergrößerung, und zwar c in der Randzone, d in der Übergangszone vom Rand nach dem Kern und schließlich e im Kern selbst. Fig. c läßt die ausgesprochene Martensitbildung erkennen, die stets auftritt, wenn Stahl über 700° erhitzt und in diesem Zustande schnell abgeschreckt wird. Schätzungsweise läßt sich aus den mikroskopischen Gefügebildern auch auf die Menge des Kohlenstoffes schließen, so daß eine chemische Untersuchung in praktischen Fällen entbehrlich wird. Eine wertvolle Ergänzung der mikroskopischen Untersuchung bildet die Härteprüfung mittels des Kugeldruckverfahrens oder mittels des Skleroskops. Gute Bolzen müssen an der Oberfläche eine Kugeldruckhärte (P 0,05) von etwa 1000 kg aufweisen, das will heißen, um eine Kugel von 5 mm Durchm. 0,05 mm in das Material einzudrücken, muß ein Druck von 1000 kg auf die Kugel ausgeübt werden. Mit dem Skleroskop gemessen, würde dies einer Härte von etwa 90 entsprechen. Im hamburgischen Baggereibetrieb wird der letztgenannte Härtemesser angewendet, dessen Prinzip auf der bekannten

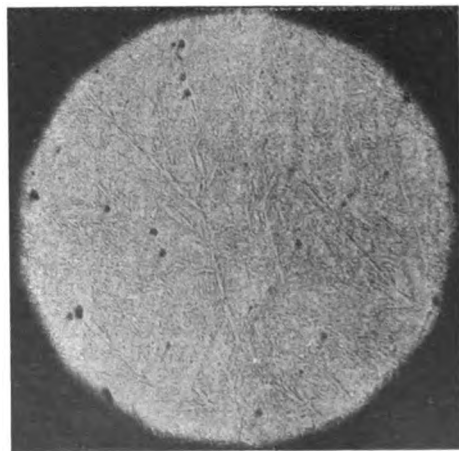
Gebrauchsfertiger Baggerbolzen.
 $v = \frac{3}{4}$ (Bruchfläche geschliffen und geätzt)



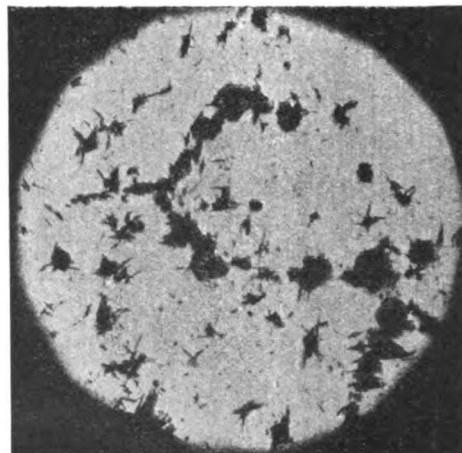
a



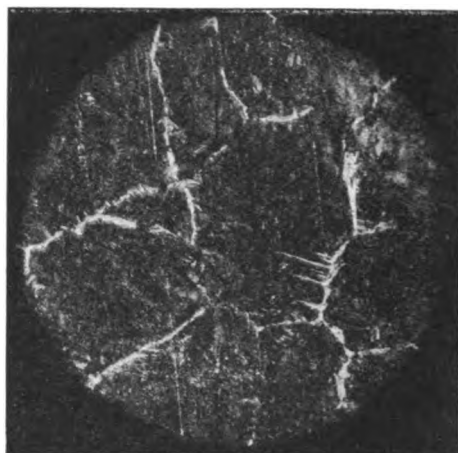
b

Randzone. $v = 150$ 

c

Übergang vom Rand zum Kern. $v = 150$ 

d

Kernzone. $v = 150$ 

e

Fig. 19.

Erscheinung beruht, daß die Größe des Rückpralls eines auf ein Metallstück niederfallenden Hammers von der Härte des Metalles abhängt. Wenn dieses Meßprinzip wissenschaftlich auch nicht einwandfrei ist und ganz genaue Resultate nicht

ergeben kann, so hat sich doch gezeigt, daß das Skleroskop den praktischen Anforderungen genügt und da, wo man sich an seinen Gebrauch gewöhnt hat, nur ungern entbehrt wird.

Was den Baggerbolzen unter Umständen zugemutet werden kann, zeigen die Bilder in Fig. 20 von zwei gebrauchten Bolzen, die allerdings länger als es in normalen Fällen zulässig ist, gearbeitet haben. Nachdem bei diesen Bolzen der äußere harte Mantel

weggeschliffen war, machte die weitere Zerstörung ganz rapide Fortschritte, da das Kernmaterial naturgemäß der schleifenden Wirkung des Baggersandes nicht lange standhalten kann. Bei einem der Bolzen war der Querschnitt auf etwa $\frac{1}{5}$,

Abgenutzte Baggerbolzen.

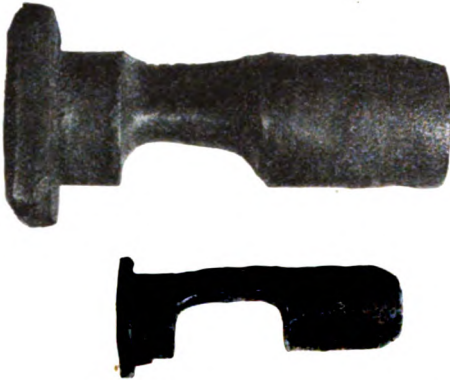


Fig. 20.

Unterturas.

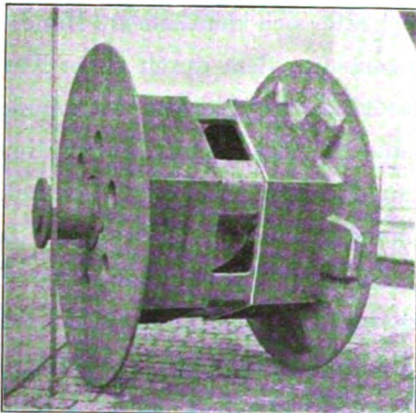


Fig. 21.

Oberturas.

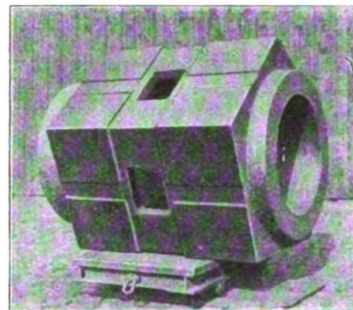


Fig. 22.

beim anderen auf $\frac{1}{3}$ des ursprünglichen verringert und doch zeigten sich die Bolzen den Beanspruchungen während der Arbeit noch gewachsen.

Zu gleichfalls wichtigen Konstruktionsteilen des Baggers, die hier besonders

hervorgehoben sein mögen, sind ferner der Unterturas und der Oberturas zu rechnen. In Fig. 21 ist der Unterturas und in Fig. 22 der Oberturas des Baggers XVII dargestellt. Bei beiden spielt die Wahl der Seitenzahl ihres Prismas eine gewisse Rolle. Während man beim Unterturas das Sechskant bevorzugt, ist beim Oberturas das Fünfkant die Regel geworden. Nur bei kleinen Eimerbaggern ist auch das Vierkant noch gebräuchlich. Bei den großen Baggern würde das Vierkant einen größeren Verschleiß der Gelenke und eine stärkere Beanspruchung der Baggereimer durch Stöße zur Folge haben. Da der Oberturas zum Antrieb der Eimerkette dient, ist er erheblich stärkerem Verschleiß unterworfen, als der Unterturas. Dieser Umstand hat zur Folge, daß der Oberturas stets aus besonders widerstandsfähigem Material, aus Hartguß, der Unterturas dagegen nur aus Stahlguß hergestellt wird. Um ein Abgleiten der Eimerkette vom Unterturas zu verhindern, ist dieser, wie aus Fig. 21 ersichtlich, mit einem seitlichen Flansch versehen.

Dampfdruckdiagramme der Maschine des Baggers VII.

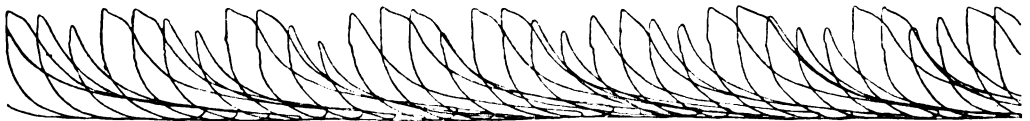


Fig. 23.

Der Einfluß der Seitenzahl des Oberturas auf das zwischen Eimerkette und Baggermaschine sich vollziehende Kräftespiel läßt sich deutlich an Hand der in Fig. 23 wiedergegebenen Diagrammreihe zeigen, die dem durch einen Regulator beeinflussten HD.-Zylinder der Antriebsmaschine des Baggers entnommen ist. Es ist sehr deutlich die regelmäßige periodische Schwankung der Füllung des HD.-Zylinders und somit seiner Leistung zu erkennen, und zwar erstreckt sich jede Periode über 4 Diagramme, d. h. 4 Umdrehungen. Beachtet man, daß das Übersetzungsverhältnis von der Kurbelwelle auf die Turaswelle bei diesem Bagger 20:1 beträgt, d. h. daß vier Maschinendrehungen $\frac{1}{5}$ Umdrehung der Turaswelle zur Folge haben, so ergibt sich, daß bei einer Umdrehung des Oberturas entsprechend seiner Seitenzahl eine fünfmalige Schwankung des Drehmomentes auftritt, als deren Ursache die eigenartigen kinematischen Vorgänge bei der Bewegung der Eimerkette über den Turas einerseits und das Graben der Baggereimer im Boden anderseits leicht erkannt werden. Die beständigen Schwankungen des Drehmoments lehren uns, daß es nicht möglich ist, die Maschinenleistung in der üblichen Weise mit Hilfe einzelner Dampfdruckdiagramme zu bestimmen. Ein einzelnes Diagramm

Digitized by Google

würde in der Regel eine zu hohe oder eine zu niedere Leistung ergeben. Um auf richtige Durchschnittswerte zu kommen, müssen daher entweder Indikatoren mit Einrichtungen zum Aufzeichnen von Diagrammserien, wie in Fig. 23 dargestellt, oder aber Leistungszähler bzw. Torsionsindikatoren verwendet werden.

Die Antriebsmaschine für das Eimerwerk des Baggers ist in Fig. 24 dargestellt. Da nähere Angaben über diese Maschine sowie über die sonstigen Einrichtungen des Maschinen- und Heizraumes aus den Tabellen und der Zeichnung (Fig. 12) entnommen werden können, brauche ich nicht näher darauf einzugehen, um so weniger, als es sich um bereits bekannte, auch im Handelsschiffbau gebräuchliche Einzelheiten handelt. Einige kleinere Neuerungen möchte ich jedoch kurz

Filtertopf für Speisewasser.

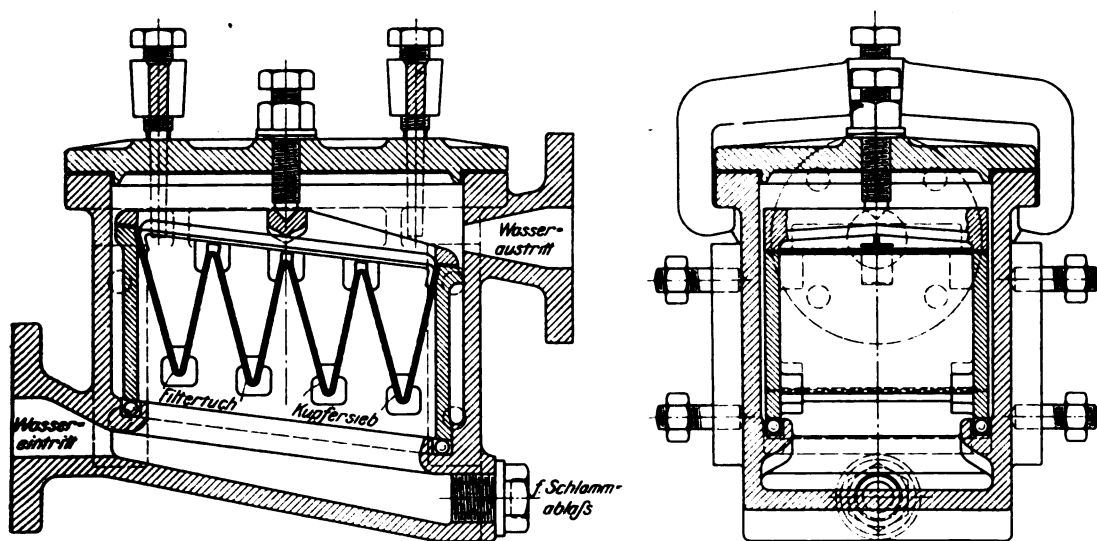


Fig. 25.

erwähnen. Dies betrifft zunächst den in Fig. 25 dargestellten Filtertopf, der zur Reinigung des in der Umgebung von Baggern oft sehr verschmutzten und sandhaltigen Speisewassers dient. Es ist sehr wichtig, die Verunreinigungen des Speisewassers gar nicht erst nach den zur Förderung des Wassers dienenden Pumpen gelangen zu lassen, da sie dort wegen ihres Sandgehaltes große Zerstörungen anrichten können. Aus dem Bedürfnis, für die Reinigung des Wassers einen möglichst bequem zu handhabenden Filter mit großer Oberfläche zur Verfügung zu haben, ist diese neue Konstruktion hervorgegangen, deren Einzelheiten aus der Zeichnung ohne weiteres zu ersehen sind. Dieser Filter hat bereits auch schon bei Schiffsdieselmotoren für Reinigung des Kühlwassers Anwendung gefunden. Es ist erforderlich, für diesen Zweck möglichst reines, von organischen Bestandteilen freies

Wasser zu verwenden, da ein etwaiges Festbrennen dieser Verunreinigungen an den Zylinderwänden wegen des hierdurch erschwerten Wärmeaustausches verhängnisvolle Folgen haben kann.

Eine weitere Neuerung betrifft die wichtige Frage der Entlüftung des Speisewassers. Starke Anfressungen, besonders der Flammrohre bei einigen Baggern, die nur auf zu großen Luftgehalt des Speisewassers zurückgeführt werden konnten,

Speisewasser-Entlüfter.

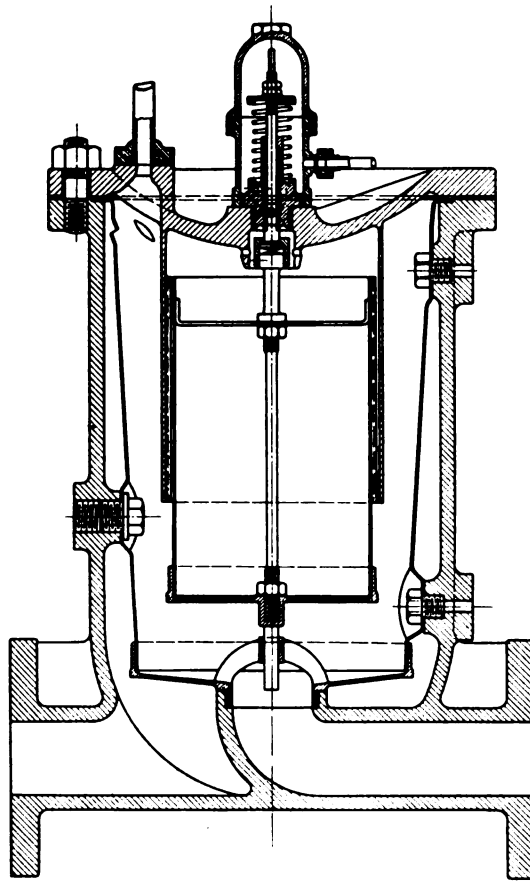


Fig. 26.

haben es erforderlich gemacht, hiergegen besondere Maßnahmen zu treffen. Es wurde daher versucht, die Luft aus dem Speisewasser vor dessen Eintritt in den Kessel auszuschcheiden. Diesem Zweck dient der in Fig. 26 dargestellte Speisewasserentlüfter. Derselbe ist in die Druckleitung der Pumpe unmittelbar hinter den Speisewasservorwärmer geschaltet, indem hierbei dem Umstand Rechnung getragen wird, daß das Wasser die in ihm enthaltene Luft bei höherer Temperatur

leichter ausscheidet. Der Entlüfter ist nach dem mir erteilten deutschen Reichspatent Nr. 225826 ausgeführt. Er besteht aus einem zylindrischen Gefäß aus Stahlguß, das mittels Flansch am Vorwärmer angeschraubt und das oben mit einem Deckel verschlossen ist. Im Innern des Gefäßes ist ein Kupfertrichter angeordnet, dessen oberer Rand umbördelt ist und gleichzeitig als Dichtungsring für den Gehäusedeckel dient. In ihrer oberen Hälfte ist die Wandung des Trichters mit kleinen, schräg nach unten gerichteten Öffnungen versehen. Unten geht der Trichter in ein zylindrisches Rohr über. Von oben ragt in ihn ein mit dem Gehäusedeckel zusammen aus einem Stück gegossener, unten offener Hohlzylinder hinein. Der innere Raum dieses Hohlzylinders wird fast gänzlich von einem offenen Schwimmer eingenommen. Dieser ist mit einer Achse versehen, die unten durch den Schwimmerboden hindurchtritt und in einem Halslager geführt wird. In ihrem oberen Ende ist die Achse des Schwimmers mit der Spindel eines kleinen Ventiles verbunden. Letzteres ist das eigentliche Entlüftungsventil. Dieses öffnet sich nach dem Innern des Entlüftungsgefäßes. Es ist nicht entlastet und wird daher durch den im Innern herrschenden Druck gegen seinen Sitz gepreßt. Die Ventilfläche ist so groß bemessen, daß der auf ihr lastende Kessel- und das Gewicht des im offenen Schwimmer befindlichen Wassers sich das Gleichgewicht halten. Um das Eigengewicht des Schwimmergefäßes selbst auszugleichen, hängt die nach oben verlängerte Spindel des Entlüftungsventiles in einer verstellbaren Feder, die gleichzeitig dazu dient, den Entlüfter einzuregulieren. Das Ventil nebst der Feder ist oben in eine luftdichte Haube eingeschlossen; diese dient einmal zum Schutz des Ventils und ferner gestattet sie, die aus dem Apparat entweichende Luft zu sammeln und mittels eines Rohres in die Nähe des Maschinistenstandes zu führen, um dem Maschinisten zu ermöglichen, das Arbeiten des Apparates zu kontrollieren.

Die Wirkungsweise des Entlüfters ist folgende: Das mit Luft vermengte Speisewasser tritt in den von dem Kupfertrichter und dem äußeren Mantel des Entlüftergefäßes gebildeten ringförmigen Hohlraum hinein, nachdem es den Vorwärmer passiert und in diesem auf etwa 100° vorgewärmt worden ist. Es füllt zunächst diesen Hohlraum vollständig aus und gelangt dann durch die im oberen Teil des Trichters befindlichen Öffnungen auf dessen Innenfläche. Hier läuft es in einer zusammenhängenden dünnen Schicht über die innere Fläche des Trichters ohne Tropfen- und Schaumbildung hinab und gibt hierbei die in ihm enthaltene Luft zum größten Teil ab. Wesentlich für die gute Wirkung des Entlüfters ist, daß das Wasser vor Eintritt in ihn genügend vorgewärmt ist, und daß es ferner im Entlüfter eine freie Oberfläche bilden kann, durch

die die Luftbläschen aus ihm heraustreten können. Diese freie Wasseroberfläche wird dadurch geschaffen, daß der in das Innere des Trichters hineinragende, mit dem Gehäusedeckel verbundene Hohlzylinder einen ringförmigen, nach oben vollkommen dichten Raum bildet, in dem die aus dem Wasser zuerst ausgetretene Luft sich zunächst ansammelt. Hierdurch ist ein Luftkissen gebildet, welches durch das an den Flächen des Trichters herabströmende Wasser niemals verdrängt werden kann. Hat sich das Luftkissen schließlich bis zum unteren Rand des Hohlzylinders ausgedehnt, so ist die von jetzt an sich ausscheidende Luft gezwungen, in den Schwimmerraum einzutreten. Je mehr Luft in diesen Raum eintritt, desto tiefer senkt sich der Wasserspiegel und desto mehr kommt das Gewicht des im Schwimmergefäß befindlichen Wasserquantums zur Geltung, indem es mehr und mehr das Entlüftungsventil entlastet. Bei steigender Entlastung des Ventils tritt schließlich ein Zustand ein, wo das Ventil, trotzdem es sich von seinem Sitz noch nicht abgehoben hat, nicht mehr imstande ist, die unter Kesseldruck stehende Luft zurückzuhalten, denn bekanntlich ist bei Ventilen, die gegen hochkomprimierte Luft gut abdichten sollen, eine erhebliche Flächenpressung zwischen Ventilteller und Ventilsitz erforderlich. Durch das scheinbar noch geschlossene Entlüftungsventil entweicht von nun an sämtliche in den Schwimmerraum neu hinzutretende Luft, und zwar nicht stoßweise, wie dies in der Regel bei automatischen Apparaten der Fall ist, sondern kontinuierlich. Dieses ununterbrochene Arbeiten ist ein großer Vorteil insofern, als der empfindlichste Teil des Apparates, das Entlüftungsventil, sehr geschont wird und daher nur selten erneuert zu werden braucht. Ein weiterer Vorteil des Apparates ist der, daß das Ventil sich im obersten Punkt des Luftsammelraumes befindet und daher mit dem Speisewasser nicht in Berührung kommt, wodurch eine Verschmutzung mit Öl und Fett, die bei solchen automatisch wirkenden Apparaten stets nachteilig wirkt, vermieden wird.

Diese Entlüfter scheiden, wenn sie sachgemäß eingestellt werden, ganz erhebliche Mengen Luft aus. Auf Grund vorgenommener Messungen hat sich ergeben, daß ein Apparat von etwa $\frac{1}{5}$ qm freier Wasseroberfläche, wie er für eine Maschinenleistung von 300—400 PS angewendet wird, bis 20 l Luft in der Minute zu entfernen vermag.

Eine für die Wirtschaftlichkeit des Baggerbetriebes gleichfalls sehr bedeutende Neuerung bildet die Einführung der Dampfüberhitzung. Nachdem diese versuchsweise zuerst bei dem Bagger XVII zur Anwendung gekommen ist und dort gegenüber dem vollkommen übereinstimmend gebauten Bagger Nr. XVI eine Kohlenersparnis von 25—30 % ergeben hat, wurde nicht gezögert, die Überhitzung

in sämtliche größere Bagger nachträglich einzubauen. Der Erfolg war hinsichtlich der erzielten Kohlenersparnis ein überraschender. Teilweise wurde eine solche von 40 % erzielt. Diese Resultate wären übertrieben, ja unmöglich, wenn man sie schlechthin dem Einfluß der Überhitzung zuschreiben wollte. In Wirklichkeit spielen noch andere Umstände eine wesentliche Rolle, z. B. die durch die Überhitzerrohre verursachte Verengung der Siederohre und der Feuerzüge, die bei den Kesseln etwas reichlich bemessen sind und vorher zu Verlusten Anlaß gegeben haben. Ferner werden die infolge der geringen Belastung der Kessel bestehenden Nachteile durch die Überhitzung zum Teil wieder aufgehoben.

Einen wichtigen Teil der maschinellen Einrichtungen eines Baggers bilden ferner die während des Baggers zur Fortbewegung dienenden Ankerwinden nebst den zugehörigen Ankern und Ketten. Bekanntlich sind bei größeren Eimerbaggern

Bagger XVII mit Ebbkette und Kettenträgern.

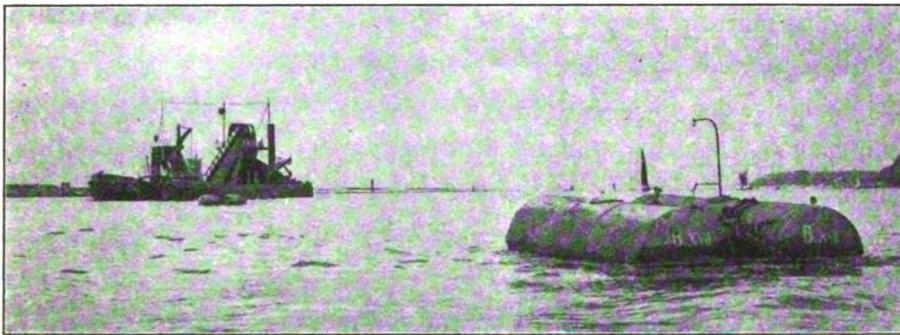


Fig. 27.

sechs Winden erforderlich, und zwar eine Vor- und Hinterwinde, auch Ebb- und Flutwinde genannt, zum Verholen des Baggers in der Stromrichtung und vier Seitenwinden zum seitlichen Verholen. Bei den hamburgischen Baggern werden diese Winden stets von der Baggermaschine aus mittels Transmissionen betrieben. Nur bei den großen Baggern XVI und XVII ist für die Vor- und Hinterwinde als Reserve noch Dampftrieb vorgesehen. Zur Verankerung des Baggers dienen gewöhnliche Schiffsanker und Ketten. Da der Vorderanker (Ebbanker) während der Seitenbewegung des Baggers als Drehpunkt dient, darf die zugehörige Ankerkette, um diese Bewegung nicht zu hemmen, den Grund nicht berühren. Sie wird daher von besonderen Schwimmkörpern, den Kettenträgern, auf dem größten Teil ihrer Länge unterstützt. Fig. 27 zeigt die Ebbkette des Baggers XVII nebst den Kettenträgern. Da die Ankerwinden während der Arbeit des Baggers beständig in Tätigkeit und die Ketten somit ohne Unterbrechung in Betrieb sind,

sind letztere einer schnellen Abnutzung unterworfen, die um so bedenklicher ist, als die Beanspruchung der Ketten, die schon während des normalen Betriebes sehr erheblich ausfällt, infolge der vielen dem Bagger in einer belebten Fahrstraße drohenden Zufälle oft zu Kettenbrüchen Anlaß gibt. Das häufige Eintreten solcher Brüche hat uns veranlaßt, einige Ketten einer eingehenden Untersuchung zu unterziehen. Ein besonders drastisches und lehrreiches Beispiel gaben die 35 mm starken Stegketten eines hamburgischen Saugbaggers ab. Die Ketten waren von der betreffenden Bauwerft aus dem Ausland bezogen. Die Abnahme derselben erfolgte nach den Vorschriften des Germanischen Lloyds. Schon nach kurzer Betriebszeit stellte sich die mangelhafte Beschaffenheit dieser Ketten dadurch heraus, daß sämtliche Stege lose wurden und zum Teil herausfielen. Bald zeigten sich auch Rißbildungen im Ketteneisen, und zwar in der Längsrichtung der Faser sowie in den Schweißnähten. Gleichzeitig traten Brüche einzelner Kettenglieder ein, die den Verlust mehrerer Anker zur Folge hatten und die Schiffe außerdem in gefährliche Lagen brachten. Nach einem Zeitraum von $3\frac{1}{2}$ Jahren mußten die Ketten aus den Baggern entfernt werden, da ihre weitere Verwendung sich aus Gründen der Sicherheit verbot. Um die Materialeigenschaften des zur Herstellung der Ketten verwendeten Ketteneisens festzustellen, wurden zunächst aus beliebig ausgewählten Kettengliedern Probestäbe hergestellt. Dies erfolgte in der Weise, daß die betreffenden Kettenglieder in warmem Zustande aufgehauen und geradegerichtet wurden. Die weitere Behandlung der so gebildeten Stäbe geschah, um eine Veränderung der Struktur des Materials möglichst zu vermeiden, in kaltem Zustande durch Abdrehen auf die üblichen Abmessungen von 200 mm Meßlänge bei 20 mm Durchmesser. Bei zweien der Probestäbe (Nr. 1 und 4) befand sich die Schweißstelle des Kettengliedes im Bereich der Maßstrecke. Das Ergebnis der Zerreißproben ist aus nachstehender Zahlentafel zu ersehen. In Fig. 28 a sind die Stäbe in ihrem Zustand nach erfolgtem Zerreißen zur Anschauung gebracht.

Ergebnisse der Zerreißversuche.

Lfd. No.	Stab-		Bruchlast kg	Festigkeit kg/qcm	Dehnung %	Bemerkungen
	Länge mm	Ø mm				
1	200	20,02	690	220	0,00	Bruch erfolgte in der Schweißstelle
2	200	20,08	8480	2700	7,00	
3	200	19,85	10 600	3375	11,5	Bruch erfolgte in der Schweißstelle
4	200	19,84	5700	1815	2,00	

Wie aus vorstehender Zahlentafel zu ersehen ist, genügte das für die Ketten verwendete Material hinsichtlich seiner Festigkeit und Dehnung nicht den bescheidensten Ansprüchen. Ganz besonders bezeichnend ist die geringe Festigkeit in der Schweißstelle. Letztere Erscheinung wirft auf die Eigenschaften des Materials und noch mehr auf die Arbeitsmethode der Fabrik, aus deren Werkstätten die Ketten hervorgegangen sind, ein eigentümliches Schlaglicht. Der Zustand der Bruchstellen an den zerrissenen Stäben ließ erkennen, daß sich die einzelnen

Geprüfte Stäbe aus Ketteneisen.

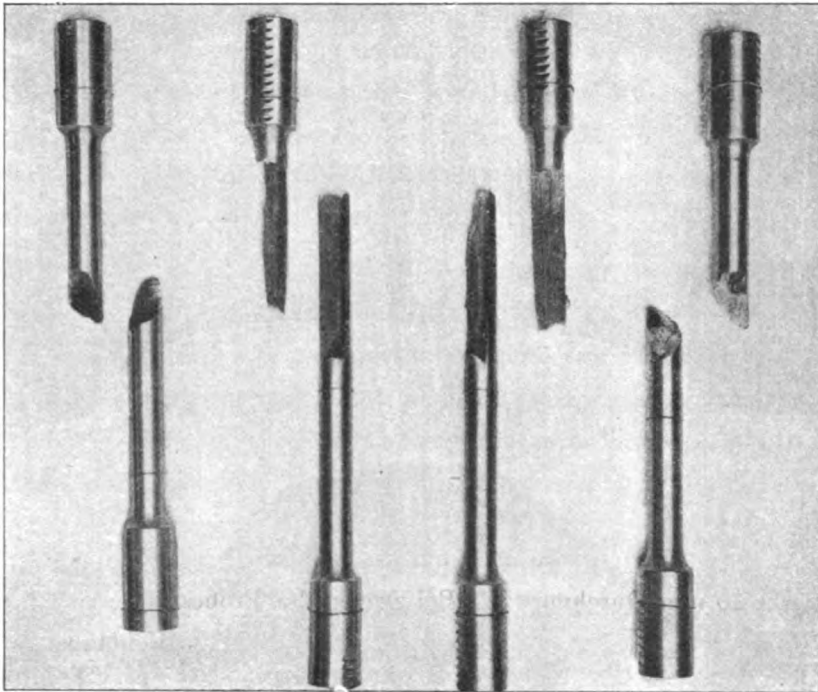


Fig. 28 a.

Fasern des Materials nur in losem Zusammenhang befanden. Noch deutlicher gehen jedoch die mangelhaften Strukturverhältnisse des Materials aus den Figuren hervor, die durch Ätzung der Schliffe mit Kupferammoniumchlorid erhalten werden. Fig. 28 b und c veranschaulichen die in der bezeichneten Weise behandelten Schliffe des Ketteneisens, und zwar ist Fig. b ein Längsschnitt und c ein Querschnitt durch das Ketteneisen. Das Aussehen der Ätzenschliffe, die Resultate der Zerreißproben lassen die Vermutung berechtigt erscheinen, daß zur Herstellung dieser Ketten stark phosphorhaltiges und obendrein nur halbfertiges Schweißeisen gewöhnlicher Sorte verwendet worden ist. Die Resultate zeigen ferner, daß die üblichen

Abnahmevorschriften keine Gewähr für die dauernd betriebssichere Beschaffenheit der Ketten bieten können. Die Vornahme einer Reckprobe mit der fertigen Kette sowie das Zerreißen einiger Kettenglieder genügt zur Beurteilung der Kette nicht. Von großer Bedeutung sind auch diejenigen Eigen-

Ätz-Schliffe von Ketteneisen.

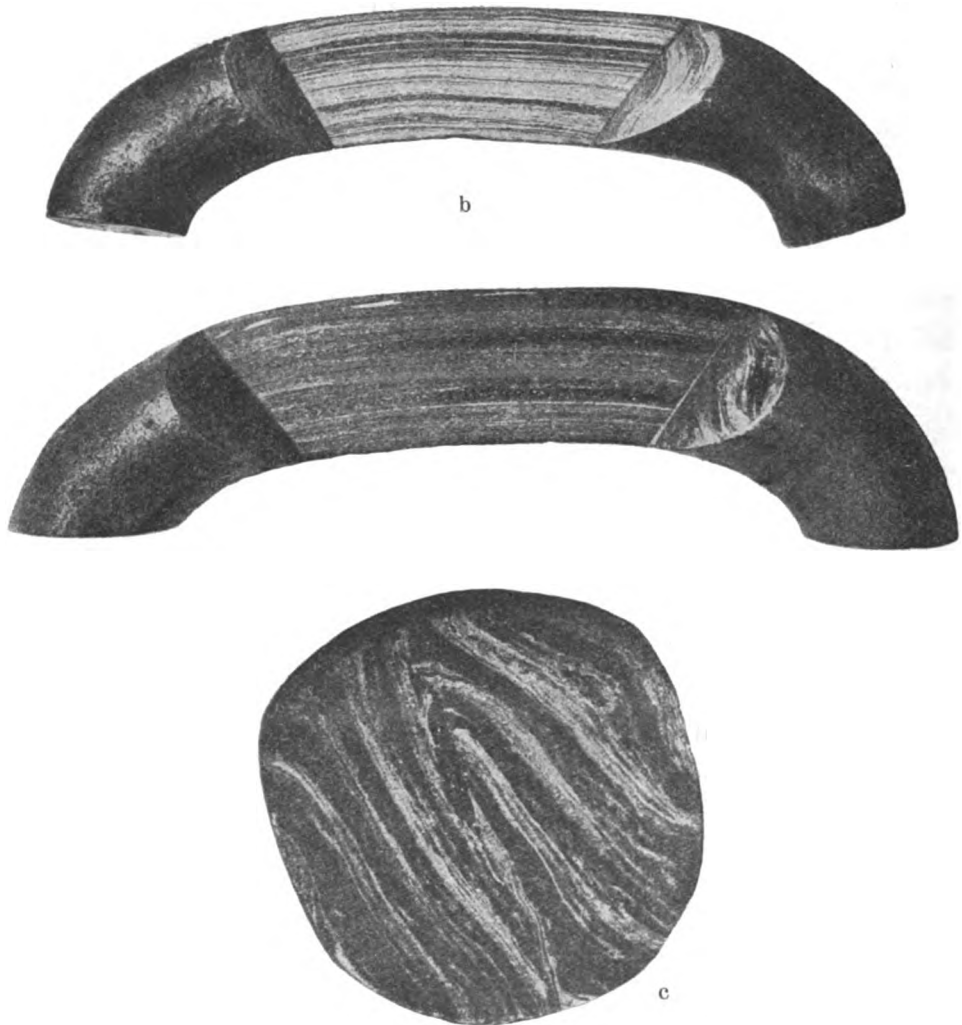


Fig. 28 b und c.

schaften des Ketteneisens, die sich nur bei einer genauen Gefügeuntersuchung des Materials kundtun. Bei den in Frage kommenden Eisensorten — es handelt sich fast ausschließlich um Schweißeisen — bietet die Ätzung der Metallschliffe, am besten mit Kupferammoniumchlorid, ein überall bequem anzuwendendes Hilfsmittel.

Für die Herstellung von Schiffsketten sollte nur bestes Puddelschweißisen von nicht über 38 kg Festigkeit verwendet werden. Die neuerdings vielfach auch aus Flußisen verfertigten billigeren Ketten bieten in angestrengtem Betriebe keine Sicherheit namentlich gegen stoßweise einsetzende Beanspruchungen. Aber wenn auch alle Bedingungen hinsichtlich der Beschaffenheit des Ketteneisens erfüllt sein sollten, so bleibt als wichtigste für die Güte der Kette ausschlaggebende Forderung noch bestehen, daß die Herstellung der Ketten, das Schweißen der Kettenglieder durchaus sachgemäß geschehen muß. Da die meisten Ketten noch von Hand geschweißt werden und menschliche Unzulänglichkeit hierbei nicht ausgeschaltet werden kann, kommen auch bei den besten und teuersten Ketten leider gelegentlich Brüche infolge mangelhafter Schweißung vor. Es ist schwer, ja unmöglich, die schlecht geschweißten Kettenglieder bei einer neuen Kette herauszufinden. Dieselben bestehen die Reckprobe oft ohne jeden Nachteil. Infolge der wechselnden Beanspruchung im Betriebe, wobei besonders Verdrehungen der Kette in den Klüsen oder auf den Spillköpfen der Baggerwinden ungünstig wirken, beginnen die mangelhaften Schweißstellen sich zu lockern und geben so zu mannigfachen Betriebsstörungen Anlaß.

Es ist eigentümlich und nach meinen persönlichen Erfahrungen unberechtigt daß man in Schifffahrtskreisen speziell der Deutschen Kettenindustrie immer noch ein lediglich auf Vorurteile sich stützendes Mißtrauen entgegenbringt und ihren Erzeugnissen diejenigen des Auslands vorzieht. Ich möchte daher nicht verfehlen, bei dieser Gelegenheit zu betonen, daß die Erfahrungen im hamburgischen Baggerbetriebe, wo die Ketten unter den ungünstigsten Umständen erprobt werden, darauf hinweisen, daß die Leistungsfähigkeit der einheimischen Industrie derjenigen des Auslandes in keiner Weise nachsteht.

Ein hervorstechendes Merkmal in der Bauart der größeren Bagger ist die seitliche Anordnung der Schüttrinnen. Die zum Weitertransport des Sandes dienenden Baggerschuten können daher längsseits des Baggers festgemacht werden. Von besonderem Vorteil ist hierbei der Umstand, daß die Schuten mit ihrer Längsachse stromrecht liegen und daß ferner stets mindestens eine Schute am Bagger liegt, so daß dieser, während eine gefüllte Schute abgeschleppt wird, sofort mit der Beladung der zweiten Schute beginnen kann und hierdurch ein ununterbrochener Betrieb möglich ist.

Für kleinere Bagger, die in engen Hafenbecken arbeiten sollen, ist jedoch diese Anordnung der Schüttrinne nicht immer vorteilhaft. Fig. 29 zeigt den Bagger XVIII, bei dem nur eine Schüttrinne, und zwar am Hinterende des Baggers, angeordnet ist. Die Baggerschute liegt daher quer zum Bagger. Es ist klar, daß

eine solche Anordnung sich nur für ziemlich stromfreies Wasser empfiehlt, da es sonst Schwierigkeiten machen würde, die quer im Strom liegende Baggerschute sicher zu befestigen. Der Bagger findet daher vorzugsweise in den Hafenbecken Verwendung und bewährt sich da sehr gut, weil er nur geringen Raum beansprucht und das Heranbringen der leeren und Abschleppen der gefüllten Schuten auch in engem durch andere Fahrzeuge in Anspruch genommenem Fahrwasser leicht vonstatten geht.

Für die auf dem Elbstrom von Hamburg bis etwa Krautsand erforderlichen Baggerungen werden aus den bereits oben erläuterten Gründen nur Eimerbagger verwendet. Weiter unterhalb liegt erst wieder beim Osteriff das Bedürfnis vor, durch Baggerungen für Erhaltung der erforderlichen Wassertiefe Sorge zu

Bagger XVIII.

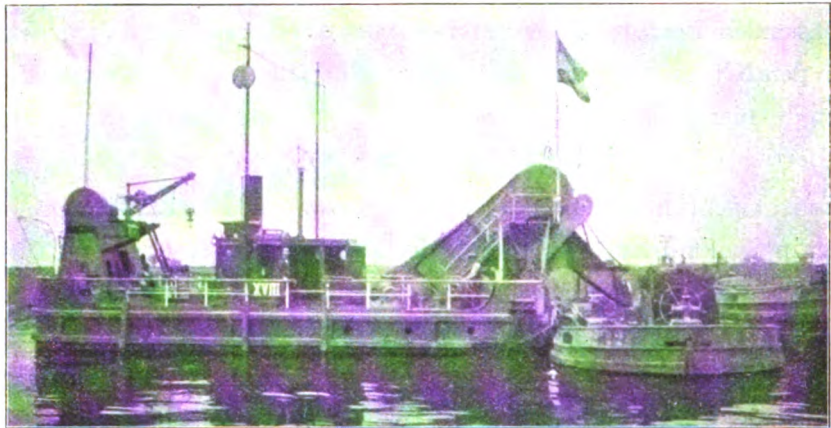


Fig. 29.

tragen. Da das Fahrwasser an dieser Stelle in ganz besonderem Maße zur Versandung neigt, sah der Hamburgische Staat sich veranlaßt, dort dauernd zwei leistungsfähige Saugbagger arbeiten zu lassen. Es sind dies die beiden im Jahre 1908 gebauten Bagger XIV und XV. Bestimmend für die Verwendung von Saugbaggern statt der sonst üblichen Eimerbagger war der Umstand, daß die Betriebsweise der Saugbagger einfacher ist, da diese Fahrzeuge mit eigenem Laderaum ausgerüstet sind, so daß Schuten und Schleppdampfer zum Transport des Baggergutes entbehrlich werden. Diese Bagger sind ferner in höherem Maße seefähig als die Eimerbagger und arbeiten auch bei ungünstiger Witterung, bei Sturm und Seegang ungestört, wo der Eimerbagger bereits gezwungen ist, seinen Betrieb einzustellen.

Die Arbeitsweise eines Saugbaggers unterscheidet sich von derjenigen des Eimerbaggers grundsätzlich. Man macht sich beim Saugbagger die Erscheinung

Digitized by Google

zunutze, daß eine Saugpumpe instande ist, stark mit Schlamm, Sand oder Steinen verunreinigtes Wasser anzusaugen und weiterzufördern, selbst wenn die Menge an festen Bestandteilen bis zu 50 % des Gemisches betragen würde. Da nun der auf der Flußsohle sich ablagernde Sand oder Schlick naturgemäß stark wasserhaltig ist oder durch einen kräftigen Wasserstrom leicht aufgerührt werden kann, macht es keine Schwierigkeiten, ihn abzusaugen. Der eigentliche Baggerapparat eines Saugbaggers besteht lediglich aus einer der beabsichtigten Leistung des Baggers entsprechend bemessenen Zentrifugalpumpe, die im Maschinenraum des Baggers aufgestellt ist. Das Saugrohr dieser Pumpe ist unterhalb der Wasserlinie seitlich durch die Schiffswand hindurchgeführt und geht in ein durch ein Gelenk mit dem Schiff verbundenes Rohr über, das bis auf die Flußsohle hinabreicht.

Bagger XV.

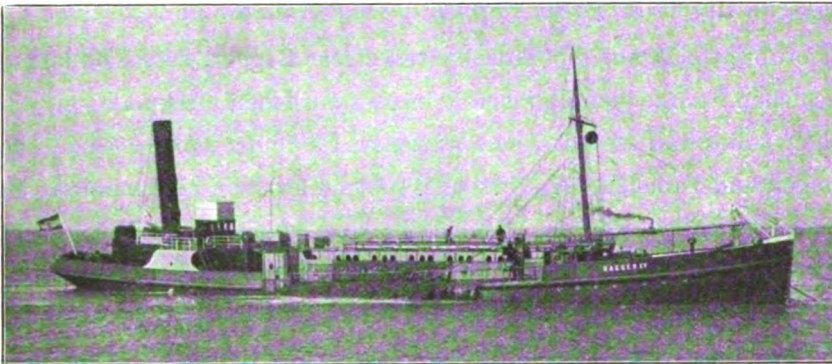


Fig. 30.

Sobald die Pumpe in Gang gesetzt wird, tritt in der unmittelbaren Umgebung der Mündung des Saugrohrs eine heftige Saugwirkung und Wasserströmung ein, die den nur lose auf der Flußsohle lagernden Sand und Schlick ohne Schwierigkeiten mit sich reißt. Das sich bildende Gemisch gelangt hierauf in die Pumpe und von da nach dem Laderaum des Baggers, wo es zur Ruhe kommt und wo infolgedessen die festen Bestandteile Gelegenheit haben, sich abzusetzen. Die aus dem ununterbrochen zufließenden Gemisch sich ausscheidenden festen Bestandteile füllen schließlich den Laderaum ganz aus, während der wässerige Bestandteil über den Rand des oben offenen Laderaumes abläuft. Nebenstehende Figur 30 zeigt den Bagger XV in Tätigkeit. Der Laderaum des Baggers befindet sich mittschiffs, wie aus der den Längsschnitt, einen Decksplan und Querschnitte zeigenden Fig. 31 ersehen werden kann. In Fig. 30 ist das Abfließen des Wassers deutlich zu erkennen. Da die in unmittelbarer Umgebung der Mündung des Saug-

rohrs befindlichen Sandmengen infolge der kräftigen Wirkung der Pumpe schnell hinweggeräumt sind, ist es erforderlich, den Bagger während der Arbeit beständig vorwärts zu bewegen, damit immer neue Sandmengen in den Wirkungsbereich des Saugrohres gelangen. Diese Ortsveränderung des Baggers wird mit Hilfe seiner beiden vorderen Anker herbeigeführt. Letztere werden vor Beginn der Arbeit mit ziemlich viel Kette ausgeworfen. Durch beständiges Einholen der Ankerketten, wozu eine kräftige Dampfankerwinde dient, wird dann die gewünschte Vorwärtsbewegung des Baggers erreicht. Ist der Laderaum vollständig gefüllt, wofür je nach Beschaffenheit des zu baggernden Bodens $\frac{1}{2}$ bis 1 Stunde, bei sehr ungünstigem Boden aber auch mehrere Stunden erforderlich sind, so wird das Saugrohr aufgewunden und seitlich am Schiff über der Wasserlinie sicher geborgen, ferner werden die Anker eingeholt und das Schiff verläßt sodann mit eigener Maschinenkraft seinen Baggerplatz, um nach der Löschstelle zu fahren und dort das Baggergut durch die Bodenklappen des Laderaumes zu entfernen.

Es erübrigt sich auf die Einzelheiten dieser Bagger, deren Bauart gegenüber der bei solchen Fahrzeugen üblichen keine wesentlichen Merkmale aufweist, näher einzugehen. Alles in dieser Hinsicht Wissenswerte findet sich in den beigegebenen Zeichnungen und Tabellen. Nur einige Hauptpunkte von allgemeinerer Bedeutung mögen hervorgehoben werden. Es betrifft dies zunächst die Baggerpumpen. In Fig. 32 ist eine der auf dem Bagger XV paarweise vorhandenen Pumpen dargestellt. Die Pumpen sind von der Firma Nagel & Kaemp in Hamburg geliefert und mit der dieser Firma patentierten sogenannten „Labyrinthdichtung“ nach dem D.R.P. Nr. 149 043 ausgerüstet. Bei dem Bau von Baggerpumpen kommen vor allem zwei Gesichtspunkte zur Geltung, die diesen Pumpen die ihnen eigentümlichen und sie von gewöhnlichen Wasserpumpen wesentlich unterscheidenden Merkmale verleihen. Zunächst liegt die Notwendigkeit vor, die freien Durchflußquerschnitte im Pumpenkreisels so reichlich zu wählen, daß sie von größeren Steinen bis etwa 250 mm Durchmesser noch ungehindert passiert werden können. Hierdurch wird einerseits nicht nur die Flügelzahl des Pumpenkreisels beschränkt, sondern auch das Mindestmaß der Flügelbreite wird in einseitiger Weise festgelegt, so daß bei den üblichen Abmessungen der Pumpen die auf Erzielung eines günstigen hydraulischen Wirkungsgrades hingerichteten Bestrebungen nur wenig zur Geltung gebracht werden können.

In gleichem Maße muß ferner die eigenartige Beschaffenheit der von der Pumpe geförderten Arbeitsflüssigkeit berücksichtigt werden, die in der Regel aus einem Gemisch von Steinen, scharfem Sand und Wasser und nur in besonders günstigen Fällen aus dünnflüssigem Schlick besteht. Alle mit dieser Arbeitsflüssig-

keit in Berührung kommenden Konstruktionsteile der Pumpe unterliegen daher einem schnellen Verschleiß, dem sowohl durch Verwendung geeigneten Materials als auch durch zweckentsprechende Bauart der Pumpe möglichst entgegengewirkt werden muß.

Bagger XV (Baggerpumpe).

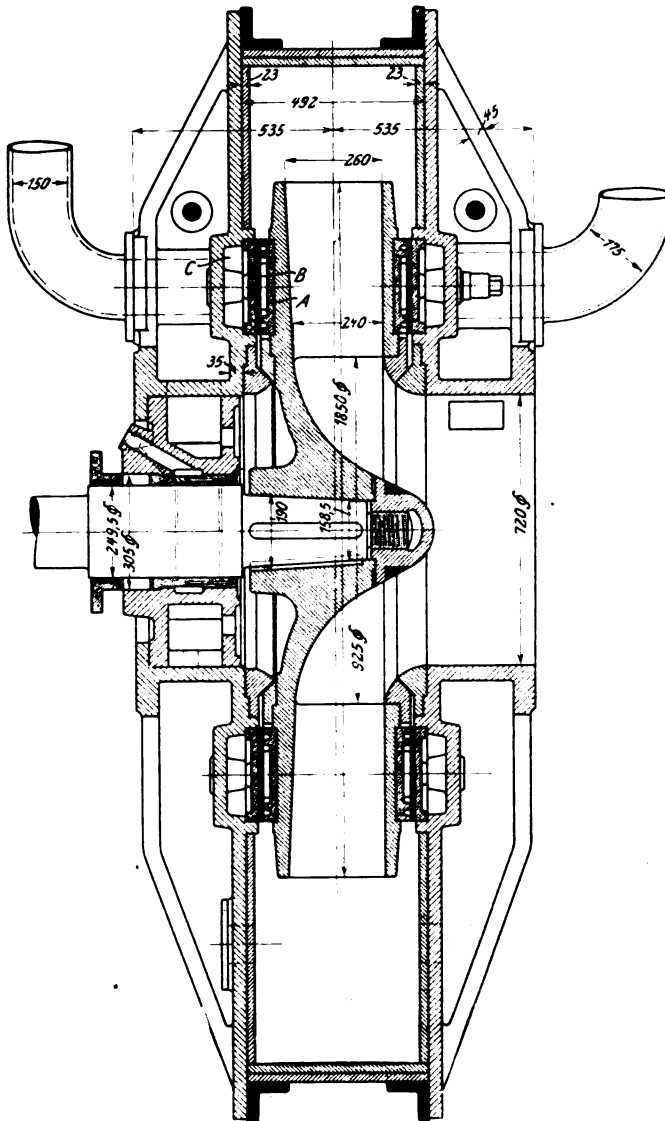


Fig. 32.

Hiermit sind wir auch an dem Punkt angelangt, wo die von verschiedenen Konstrukteuren eingeschlagenen Wege sich zu scheiden beginnen und wo selbst die im praktischen Betriebe gemachten Erfahrungen noch keine Klärung der Ansichten herbeigeführt haben. In Fig. 33 sind zwei Pumpen, deren Gehäusedeckel

abgenommen sind, dargestellt, die als Repräsentanten der beiden hauptsächlichsten Arten von Baggerpumpen gelten können und deren durchaus voneinander abweichende Bauart erkennen läßt, wie weit die Meinungen im Bau von Baggerpumpen auseinandergehen. Die beiden dargestellten Pumpen finden, beiläufig bemerkt,

Baggerpumpen.

Offener Kreisel.

Geschlossener Kreisel.

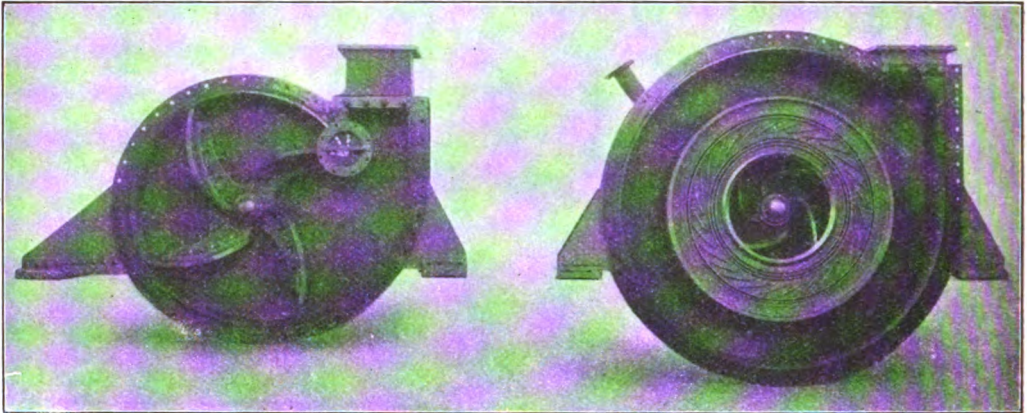


Fig. 33.

Baggerpumpen.

Offener Kreisel.

Geschlossener Kreisel.

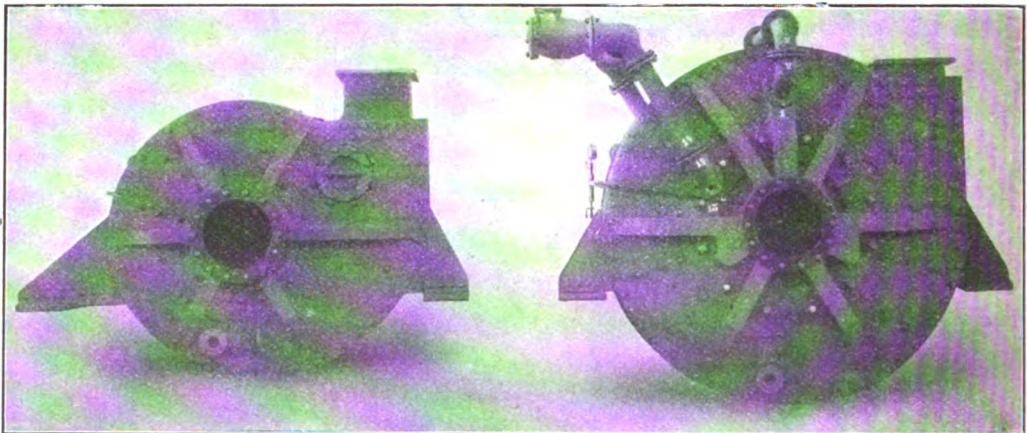


Fig. 34.

auf den Schutzsaugern VI und VII Verwendung. Sie sind beide für dieselbe Leistung konstruiert. In Fig. 34 sind dieselben Pumpen noch einmal, von der Saugseite gesehen, abgebildet.

Die Pumpe links in der Fig. 33 zeichnet sich durch große Einfachheit aus.

Sie hat einen offenen Kreisel, der aus einem Kreuzstück aus Stahlguß mit angeschraubten Flügelplatten besteht. Das Gehäuse der Pumpe hat solche Abmessungen erhalten, daß der Kreisel sich mit ganz geringem Spielraum bewegen kann. Der Übergang des Gehäuses in den tangential ausmündenden Druckstutzen der Pumpe ist so ausgebildet, daß nur ein geringer Teil des Gehäuseumfanges hierfür in Anspruch genommen wird. Es ist nur ein Saugestutzen vorhanden, der sich in der vorderen Deckelseite befindet. Der hydraulische Wirkungsgrad dieser Baggerpumpe kann naturgemäß nicht sehr günstig sein, da eine kontinuierliche Beschleunigung der in den Kreisel eintretenden Flüssigkeitsteile nicht stattfindet. Ihre Wirkungsweise ist am besten derjenigen einer Wurfmaschine zu vergleichen. Das zwischen zwei Flügelflächen und dem Gehäuseumfang eingeschlossene Flüssigkeitsquantum wird, nachdem es zunächst stoßweise beschleunigt worden ist, vom Kreisel mitgerissen und schließlich in das Druckrohr der Pumpe geschleudert. Dieser ganze Arbeitsvorgang geht natürlich nicht ab, ohne sich auch nach außen hin in Form kräftiger, stoßartig verlaufender Vibrationen bemerkbar zu machen, die sich unter Umständen dem ganzen Schiffskörper mitteilen und wegen ihrer hohen Periodenzahl eine unangenehme Begleiterscheinung bilden. Auch die Form der Kreisel Flügel entspricht nicht den theoretischen Forderungen. Abgesehen von dem massigen Flügelkreuz, das zu starken lokalen Wirbelbildungen Anlaß gibt, fällt auch die ziemlich radiale Stellung der Flügel auf, durch die verhindert werden soll, daß sich Steine und sonstige in der Arbeitsflüssigkeit enthaltene feste Bestandteile zwischen Flügelspitze und Gehäuse klemmen und auf diese Weise zu Betriebsstörungen Anlaß geben. Einen weiteren Übelstand nimmt man bei dieser Pumpenkonstruktion in Kauf. Das keilförmige zungenartige Übergangsstück, das sich an der Stelle bildet, wo der Druckstutzen an den Gehäuseumfang ansetzt, und das durch ein in der vorderen Pumpenwand angebrachtes Mannloch zugänglich gemacht wird, bildet eine ständige Gefahr für den Pumpenkreisel, da sich zufällig dort einklemmende Steine die schwersten Betriebsstörungen veranlassen können. Um Wellenbrüche und ähnliche Unfälle hierbei zu vermeiden, ist es üblich geworden, die Konstruktionsteile der Pumpe an jener gefährdeten Stelle absichtlich so schwach auszuführen, daß ein sich dort festsetzendes Hindernis nur die Zerstörung jener durch Reservestücke leicht zu ersetzenden Teile zur Folge haben kann. Entweder wird daher das zungenförmige Übergangsstück nur mittels eines schwachen Keils oder eines Bolzens angeheftet oder man macht die Flügelspitzen so schwach, daß sie sich beim Aufschlagen auf ein Hindernis verbiegen, ohne daß hierdurch der Flügelarm oder die Kreiselwelle in Mitleidenschaft gezogen wird. Schließlich hat sich als ein

weiterer Nachteil dieser Pumpenkonstruktion der schnelle Verschleiß der Gehäusewandungen und der Flügelplatten herausgestellt. Dies führt nach kurzer Betriebszeit zu erheblichen Spaltverlusten namentlich an den seitlichen Kanten der Flügel. Die Schutzplatten im Gehäuse bedürfen daher einer öfteren Erneuerung.

Diesen vorstehend geschilderten, gewiß nicht unbedeutenden Nachteilen dieser Art Baggerpumpen stehen jedoch auch eine Reihe Vorteile gegenüber, welche ihre Bevorzugung vor anderen Konstruktionen erklärlich erscheinen lassen. Zunächst sind es die große Einfachheit, das kleine Gewicht und damit die billigen Beschaffungskosten, wodurch die Pumpe sich auszeichnet. Ferner spielt auch die bequeme Auswechselbarkeit der durch das Baggergut verschlissenen

Bagger XV (Baggerpumpen).

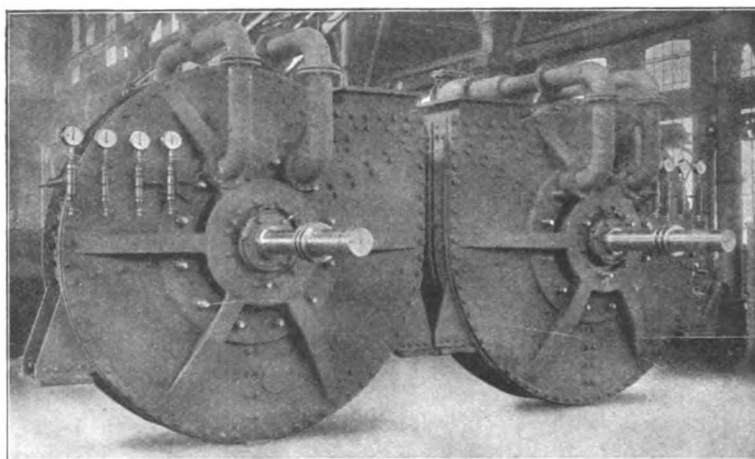


Fig. 35.

inneren Gehäuseteile eine große Rolle. Der ungünstige hydraulische Wirkungsgrad tritt hinter diesen rein praktischen und betriebstechnischen Vorteilen erheblich zurück.

Die zweite Art von Baggerpumpen, die in Fig. 33 (rechts) und in Fig. 32 und 35 dargestellt ist, betrifft eine Pumpe mit beiderseitig geschlossenem Kreisels und spiralförmig erweitertem Gehäuse. Der Raum, der sich zwischen Kreisels und Gehäuseumfang befindet, ist an der engsten Stelle noch so weit, daß große Steine, die den Kreisels eben noch passieren können, sich zwischen Kreisels und Gehäuse nicht festsetzen. Gerade nach dieser Richtung hin hat sich diese im hamburgischen Baggerbetrieb hauptsächlich verwendete Pumpenkonstruktion aufs beste bewährt. Besondere Sorgfalt ist darauf gelegt, die Seitenwände des Kreisels vor schneller Abnutzung zu bewahren und gleichzeitig eine gute Ab-

dichtung zwischen Druck- und Saugraum der Pumpe herzustellen. Es ist dies durch die schon erwähnte nachstellbar eingerichtete Labyrinthdichtung, die mittels einer kleinen Zentrifugalpumpe noch gespült wird, erreicht. Wie aus Fig. 32 und 33 ersichtlich, ist auf jeder Seitenwand des Kreisels ein mit kleinen Schaufeln und einigen Wasserrillen versehener gußeiserner Ring A (Fig. 32) aufgesetzt. Das Gegenstück zu A bildet ein in den Gehäusedeckel in achsialer Richtung verschiebbarer und feststellbarer Ring B, der nach der Kreiseleseite hin eine Armierung aus glattem Stahlblech erhält. Hinter diesem Ring befindet sich im Gehäusedeckel ein ringförmiger Hohlraum C, in den von einer besonderen Pumpe aus Wasser eingepreßt wird. Dieses tritt durch zahlreiche Löcher, die in der Ringplatte B vorgesehen sind, in den Raum zwischen Gehäusedeckel und Kiesel ein und füllt ihn vollständig aus. Die Schaufelung der am Kiesel sitzenden Labyrinthplatte A verteilt das Spülwasser gleichmäßig über den ganzen Umfang. Gleichzeitig wird durch die Schaufelung eine geringe Druckerhöhung des Spülwassers herbeigeführt, so daß dieses imstande ist, unter Überwindung des Gegendruckes im Pumpendruckraum nach diesem hin auszutreten. Wenn auch diese Absicht nicht in vollkommener Weise erreicht wird — denn die in Wirklichkeit stets eintretende Abnutzung der Labyrinthplatte zeigt, daß das sandige Fördergut durch das Spülwasser doch nicht gänzlich zurückgedrängt werden kann —, so ist die günstige Wirkung der Labyrinthdichtung doch augenscheinlich und durch Betriebserfahrungen festgestellt. Die geschlossene Bauart des Kreisels und der große Durchmesser des Pumpengehäuses gestattet ferner, den Kreiselflügeln diejenige Form zu geben, die mit Rücksicht auf einen möglichst günstigen Wirkungsgrad der Pumpe zweckmäßig ist. Die störenden Wirbelbildungen, die beim offenen Kiesel infolge der kräftigen Ausbildung des Flügelkreuzes in der Umgebung der Kieselnabe entstehen, fallen beim geschlossenen Kiesel gänzlich weg. Der große Durchmesser des Pumpengehäuses hat jedoch auch einige Nachteile zur Folge. Zunächst ist es das große Gewicht der Pumpe, das wiederum einen hohen Preis derselben bedingt. Dann sind auch die Unterhaltungskosten kaum geringer als bei der vorher beschriebenen Pumpe. Die innere Schutzpanzerung der Pumpe braucht allerdings weniger oft erneuert werden, weil die Abnutzung keinen nachteiligen Einfluß auf den Wirkungsgrad ausübt. Da die dem Verschleiß unterworfenen Flächen jedoch bedeutend größer sind, ist ihre Erneuerung erheblich kostspieliger, abgesehen davon, daß das Auseinandernehmen und Wiederausammensetzen der Pumpe wegen des bedeutenden Gewichtes der Ersatzstücke einen vermehrten Aufwand von Zeit und Arbeitskräften erfordert. Als letztes tritt noch hinzu, daß die Spülung der Labyrinthabdichtung noch eine besondere in der Regel durch eine

Dampfmaschine angetriebene Zentrifugalpumpe erfordert, so daß man sich bei Betrachtung der gesamten Pumpenanlage des Eindrucks nicht erwehren kann, daß dieselbe im Vergleich zu der vorher beschriebenen Pumpe mit offenem Kreisel etwas reichlich kompliziert erscheint. Dies und die ziemlich hohen Beschaffungskosten dürften die Ursache sein, die einer ausgedehnteren Verwendung der Pumpe mit geschlossenem Kreisel im Wege steht, wenngleich ihr eine höhere Betriebssicherheit und eine ökonomischere Arbeitsweise nicht abgesprochen werden kann. In Fällen, wo es darauf ankommt, große Druckhöhen zu erzielen, wird sie daher der Pumpe mit offenem Kreisel vorzuziehen sein.

In Fig. 35 sind die beiden in der Werkstätte fertig aufgebauten Pumpen des Saugbaggers XV, und zwar von der Maschinenseite aus dargestellt. Von den beiden über den oberen Rand jeder Pumpe hinwegführenden Rohrleitungen dient die eine zur Zuführung des Spülwassers nach der Labyrinthdichtung, die andere dient zum Druckausgleich der beiden Seiten des Kreisels. Die vier, an geeigneten Stellen der Pumpe angeschlossenen Manometer ermöglichen dem Maschinisten die Arbeitsweise der Pumpe zu kontrollieren. Ein wichtiges Konstruktionselement der Pumpe, das bei ungeeigneter Ausführung zu mannigfachen Betriebsstörungen Anlaß geben kann, ist die zur Durchführung der Kreiselwelle dienende Stopfbüchse. In der Regel wird die Stopfbüchse als Traglager für die Kreiselwelle ausgebildet. Die Grundbüchse wird daher entsprechend lang und kräftig gebaut. Die endgültige Abdichtung erfolgt nach außen durch einen Packungsraum und die übliche Stopfbüchsenbrille. Diese einfache Ausführung hat sich jedoch nicht gut bewährt. Es konnte nicht vermieden werden, daß vom Pumpeninnern aus Sand in den Stopfbüchsenraum eintrat, der dort eine schnelle Zerstörung der Grundbüchse und der Kreiselwelle herbeiführte. Hierdurch wurde mindestens jährlich einmal eine Erneuerung der Grundbüchse und ein Überdrehen der Kreiselwelle erforderlich, was nicht nur eine immer mehr fortschreitende Schwächung der Welle zur Folge hatte, sondern auch erhebliche Kosten verursachte, da es sich hierbei um Stopfbüchsen und Wellen von 300 mm Durchmesser handelt. Diese Übelstände gaben Veranlassung zu einer konstruktiven Neuerung an den Stopfbüchsen. Diese besteht in einer Lederstulpabdichtung nach dem mir erteilten D. R.-P. Nr. 214 324, die das Eindringen von Sand und Wasser in die Stopfbüchse wirksam verhindert und die seitdem im Hamburger Baggerbetrieb sowie auch in Privatbetrieben ausgedehnte Anwendung gefunden hat. Die Vorrichtung ist in Fig. 36 skizziert. Sie besteht aus einer von der Kreiselseite aus über die Welle geschobenen Ledermanschette A, die mittels des einen ringförmigen Hohlraum umschließenden Ringes B an der Grundbüchse befestigt ist. Letztere

ist ihrer Länge nach mit Bohrungen versehen, die von einem im Stopfbüchsenkörper befindlichen ringförmigen Sammelraum aus das von einer kleinen Kolbenpumpe gelieferte Druckwasser in die Höhlung des Ringes B eintreten lassen. Dort preßt das Druckwasser die Ledermanschette A zunächst gegen die Kreiselwelle an und wird so verhindert, in die Lagerlaufläche überzutreten. Hierauf strömt es durch den zwischen dem Ring B und der Kreiselwelle verbleibenden sehr engen Spalt nach dem Pumpeninnern und verwehrt auf diese Weise Sandteilen und sonstigen Verunreinigungen den Eintritt in die Stopfbüchse. Die praktischen Erfahrungen, die mit dieser Abdichtung im Laufe mehrerer Jahre gemacht worden sind, haben ihre große Zuverlässigkeit ergeben. Es ist erreicht worden, daß Stopfbüchsen, die früher alle Jahre erneuert werden mußten, 4 Jahre unverändert gelaufen haben. Auch Betriebsstörungen durch Warmlaufen von Stopfbüchsen, die früher häufig eintraten, sind seitdem zur Seltenheit geworden.

Lederstulpabdichtung für Pumpen-Kreiselwellen.

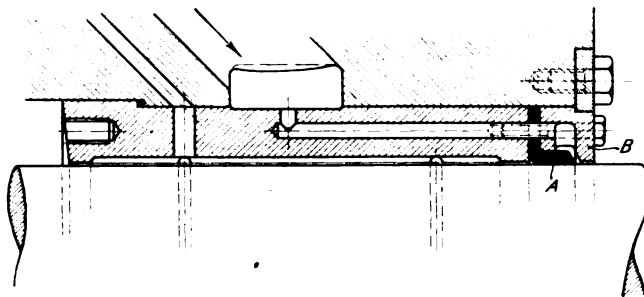


Fig. 36.

Um die inneren Strömungsvorgänge in den Baggerpumpen, die wegen der in der Pumpflüssigkeit enthaltenen festen Bestandteile sicherlich verschieden von den in Wasserpumpen stattfindenden ausfallen, zu erforschen und der unmittelbaren Anschauung näher zu bringen, habe ich mit drei verschiedenen Modellpumpen, deren Gehäusedeckel aus Glasplatten bestanden, und die daher einen Einblick in das Innere der Pumpe ermöglichten, Versuche angestellt. Um die Zusammensetzung der Arbeitsflüssigkeit in möglichste Übereinstimmung mit der Wirklichkeit zu bringen, wurde dem Wasser eine bestimmte Menge kleiner schwarzer Glasperlen zugemischt, die annähernd das spezifische Gewicht des Sandes haben. In den Fig. 37—39 sind einige Momentaufnahmen der Pumpen während des Arbeitens wiedergegeben, und zwar betrifft Fig. 37 einen geschlossenen Kreislauf in weitem Gehäuse entsprechend der in Fig. 33 dargestellten Pumpe, Fig. 38 zeigt einen offenen Kreislauf in engem Gehäuse, wie in der Fig. 32 links ersichtlich und

schließlich ist in Fig. 39 ein offener Kreisel in weitem Gehäuse dargestellt. Die Bilder zeigen deutlich die verschiedenen Geschwindigkeiten der festen Bestand-

Versuche mit Pumpenmodellen.

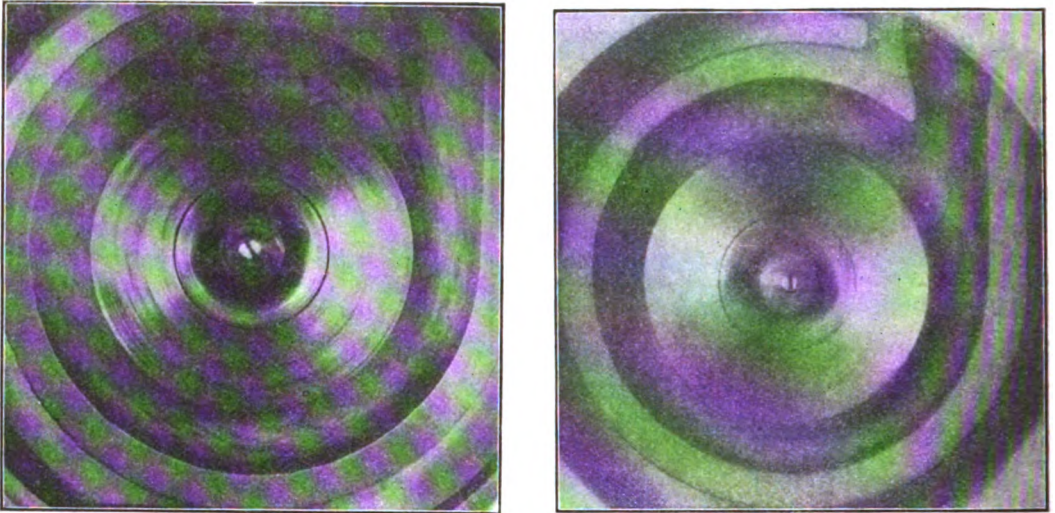


Fig. 37.

Versuche mit Pumpenmodellen.

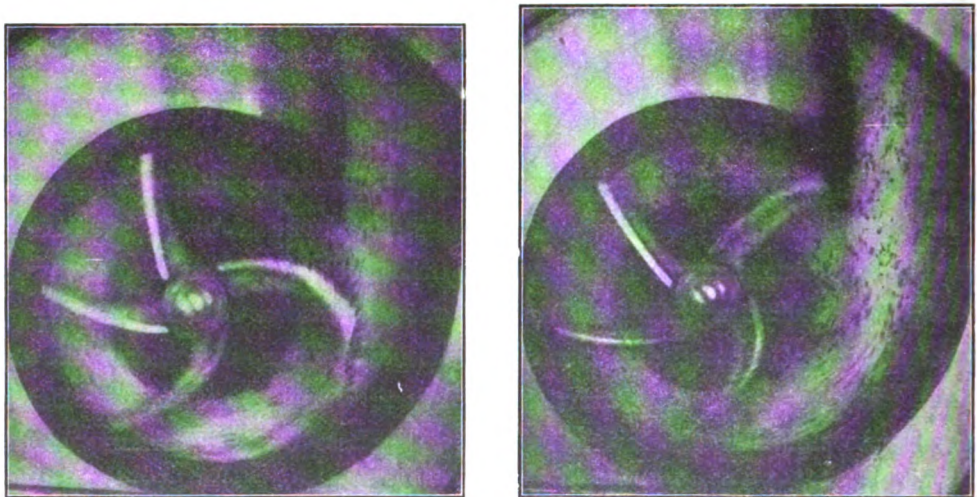


Fig. 38.

teile der Pumpenflüssigkeit. Sie zeigen auch, daß sich die zentrifugale Wirkung hinsichtlich der Glasperlen wenig bemerklich macht, da die Perlen sich nicht etwa am Umfang des Gehäuses ansammeln, sondern ziemlich gleich-

mäßig in der Wassermasse verteilt erscheinen. In den oberen Partien des den Kreisel umgebenden Gehäuseraumes (Fig. 37) ist die Geschwindigkeit der Pumpflüssigkeit wesentlich geringer als unten. Es scheint außerdem, daß vom Druckstutzen aus ein Überströmen nach diesem Raum stattfindet. Die Strömungsvorgänge, wie sie durch diese Versuche zur Anschauung gebracht werden, erklären zum Teil die eigentümlichen Verschleißerscheinungen, die das sandige Wasser besonders an solchen Stellen im Gehäuse und am Kreisel hervorruft, wo Wirbelbildungen auftreten. Besonders die Übergangsstelle des Gehäuses in das Druckrohr zeichnet sich durch besonders schnellen Verschleiß der Schutzplatten

Versuche mit Pumpenmodellen.

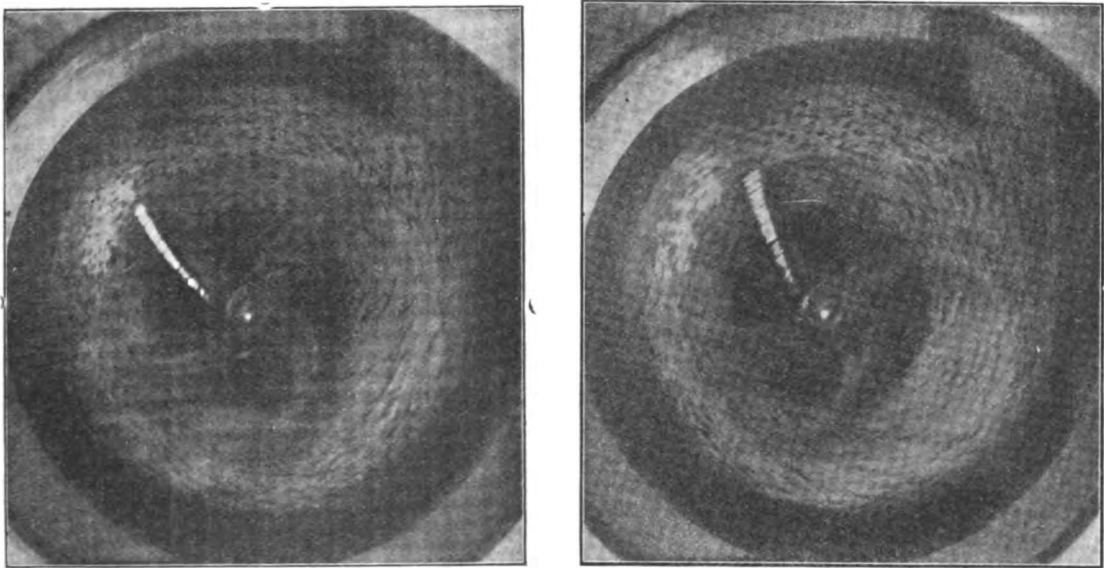


Fig. 39.

aus, wie aus Fig. 40 ersichtlich ist, wo Stücke aus den Seitenplatten des Gehäuses dargestellt sind. Es handelt sich hierbei nicht etwa um Korrosionen, wie sie z. B. an den Flügelspitzen von Schiffsschrauben infolge von Oxydation auftreten, sondern es sind förmliche Auswaschungen, die messerscharfe Ränder zeigen und das Aussehen haben, als ob sie mit einem scharfen Meißel aus dem Material herausgehauen wären. Man kann sich diese Erscheinungen nur durch die Annahme erklären, daß an jener Stelle, wo eine fast ruhende Flüssigkeit enthaltende Zone von der mit großer Geschwindigkeit in das Druckrohr einströmenden Flüssigkeitsmenge tangiert wird, eine heftige Wirbelbildung entsteht. Auch an anderen Stellen der Pumpe treten auf Wirbelbildungen zurückzuführende Auswaschungen des

Materials ein. Die geringste Unebenheit im Material, wie sie z. B. bei nicht genügend sorgfältiger Arbeit an Plattenstößen vorkommen, geben zu Auskolkungen Anlaß. Die Analogie dieser Erscheinungen mit der Dünenbildung durch Wind

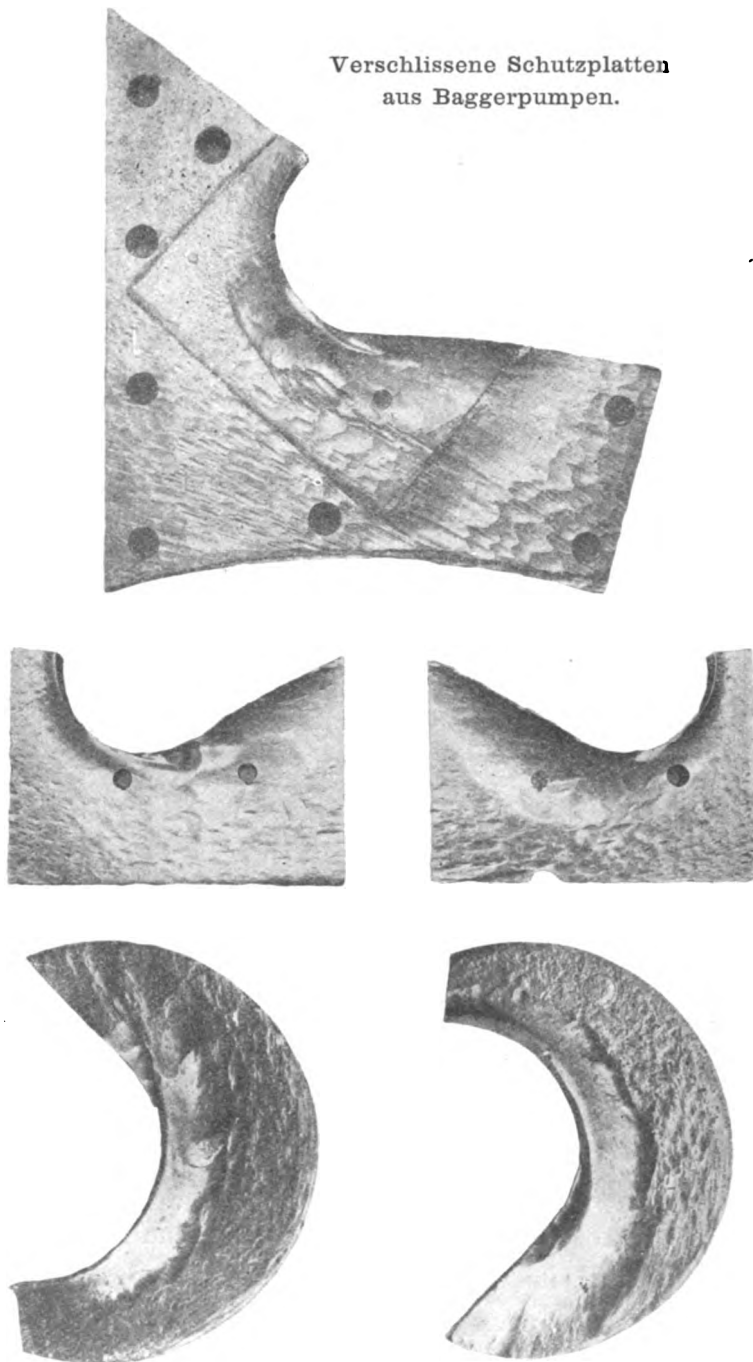


Fig. 40.

ist auffällig und anscheinend durch ein ähnliches physikalisches Grundgesetz hervorgerufen. Man hat versucht, dieser zerstörenden Wirkung des sandhaltigen Wassers durch Wahl geeigneten Materials Einhalt zu tun. Doch bleibt selbst der härteste Stahl nicht verschont. Im Gegenteil scheinen weichere Materialien, z. B. Bronze, besser standzuhalten.

Es würde sich lohnen, zum genaueren Studium aller dieser Erscheinungen die oben von mir erwähnten Versuche mit etwas vollkommeneren Mitteln

Apparat für die Versuche mit Pumpenmodellen.

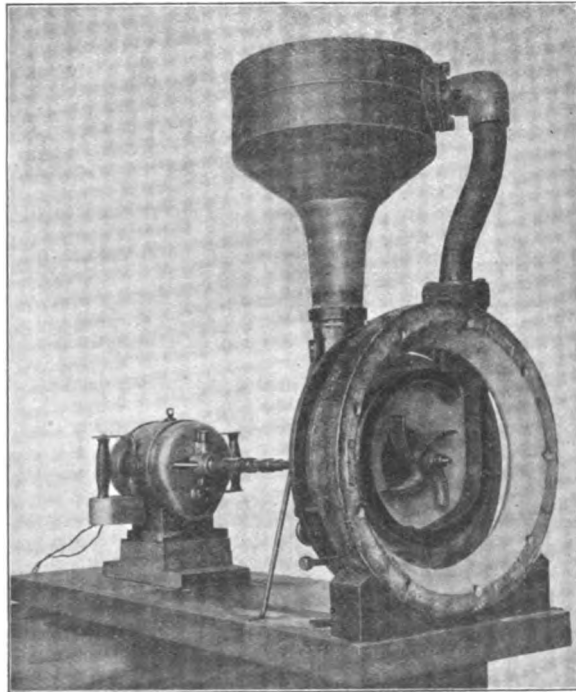


Fig. 41.

durchzuführen. Namentlich kinematographische Aufnahmen dieser durch Rechnung kaum zu verfolgenden Vorgänge würden große Dienste leisten. Der einfache Apparat, der mir zur Durchführung dieser nur ein Anfangsstadium bedeutenden Versuche diente, ist in Fig. 41 dargestellt.

Ein weiterer für die Leistungsfähigkeit des Saugbaggers gleichfalls ausschlaggebender Punkt ist die Art der Anordnung des Saugerohrs und die Bauart des Saugkopfes. Beim Bagger XV ist das Saugerohr seitlich am Schiffskörper, lose in Drahtseilen und Ketten hängend, angebracht. Als Gelenk dient ein kurzer, durch eingelegte Ringe verstärkter Lederschlauch. Während der Fahrt des Baggers

nach und von der Löschstelle wird das Rohr aufgewunden und an Deck gelegt. Diese Anordnung entspricht der bei vielen Saugbaggern üblichen. Sie hat den Vorteil, daß der Bagger auch bei stürmischem Wetter und starkem Seegang ungehindert arbeiten kann, da etwaige Schlinger- und Stampfbewegungen des Schiffskörpers keinen nachteiligen Einfluß auf das meistens tief im Grunde steckende Saugrohr haben können. Es muß nur Sorge getragen werden, daß das Schiff nicht etwa seitlich gegen das Saugrohr getrieben wird, da dies Beanspruchungen zur Folge haben kann, denen das Rohr nicht gewachsen ist. Bei der seitlichen Anordnung des Saugrohrs ist die Verwendung von Saugköpfen, die mit mechanischen Grab- und Schneidevorrichtungen versehen sind, nicht möglich, da das Rohr wegen seiner losen Verbindung mit dem Schiffskörper weder die zum Antrieb solcher Vorrichtungen nötigen mechanischen Kräfte von der Maschine aus zu übertragen gestattet, noch instande ist, selbst große Zug- und Druckkräfte aufzunehmen. Man ist bei diesen Saugrohren daher auf die Verwendung einer einfachen Saugmündung ohne irgendwelche Vorrichtung zum künstlichen Lösen des Baggerbodens angewiesen. Der Versuch, die Leistungsfähigkeit des Baggers durch Zuführung von Druckwasser nach der Mündung des Saugrohrs zu erhöhen, hat keinen nennenswerten Erfolg gehabt. Es ist dies ohne weiteres verständlich, wenn man berücksichtigt, daß die Menge des Druckwassers, die dem Saugrohr zugeführt wird, gering ist zu der Wassermenge, die durch die Saugwirkung der Baggerpumpe in der Umgebung der Rohrmündung in Bewegung gesetzt wird. Um die Wirkung des nach der Mündung des Saugrohrs hin gerichteten Wasserstromes zu verstehen, muß man sich vergegenwärtigen, daß dieser Strom nur in der unmittelbaren Umgebung der Saugmündung so stark ist, daß er Bodenteile ablösen kann. Hierbei spielt die Art des Bodens naturgemäß die größte Rolle. Am leichtesten ist Schlick zu fördern. Dieser ist meistens so wasserhaltig, daß er sich ohne weitere Verdünnung wie eine Flüssigkeit absaugen läßt. Bei Sand ist schon ein kräftiger Wasserstrom erforderlich, um ihn aufzurühren und absaugefähig zu machen. Lehm Boden oder Kleie kann dagegen überhaupt nicht mit Saugbaggern, sofern diese nicht mit künstlichen Schneide- oder Auflockerungsvorrichtungen versehen sind, gefördert werden. Die geringe Ausdehnung des Wirkungsbereiches der Saugmündung erklärt auch die weitere Tatsache, daß es nicht genügt, zur Erzielung einer reichlichen Bodenförderung die Mündung des Saugrohrs nur eben bis auf die Flußsohle herabzulassen. Es ist je nach Bodenart erforderlich, mit dem Rohr 3—5 m in den Grund einzudringen, damit das von oben zufließende Wasser genötigt ist, vor Eintritt in die Saugmündung eine entsprechend hohe Bodenschicht zu durchdringen, wodurch diese aufgelockert und

flüssig und damit absaugefähig gemacht wird. Handelt es sich um Schlickbaggerungen, so ist auch hier zu empfehlen, das Saugrohr möglichst tief einzusenken, um zu den bereits fester gewordenen Schlickschichten zu gelangen. Hierdurch wird eine viel reichlichere Bodenförderung erzielt, als wenn die Absaugung in den oberen, aus dünnflüssigerem Material bestehenden Schichten geschieht, wo außerdem noch die Gefahr einer unnötigen Durchmischung des Schlicks mit von oben zufließendem Wasser besteht. Mit dem Gesagten sind einige Nachteile der mit einem einfachen seitlichen Saugrohr versehenen Saugbagger bereits angedeutet. Zunächst ist es die unrationelle Arbeitsweise des Baggers, wenn es sich um Baggerungen von dünnen Bodenschichten handelt, wie es z. B. die Unterhaltungsarbeiten in Häfen und Flußläufen erfordern. Ein weiterer Nachteil ist der Mangel einer zwangsläufigen Führung des Saugkopfes, die vom Bagger aus nicht möglich und wegen der schwachen Bauart des Saugrohrs auch nicht betriebssicher gemacht werden könnte. Hierdurch ist der Weg, den der Saugkopf während des Baggerns im Boden beschreibt, mehr oder weniger von zufälligen Hindernissen abhängig. Hieran ändert auch der Umstand nichts, daß der Bagger selbst vor zwei Ankern liegt und ihm seine eigene Bewegungsrichtung durch die Lage der Anker vorgeschrieben ist. Das Bild, das die Peilung der Flußsohle nach einer von einem Saugbagger der beschriebenen Art ausgeführten Baggerung gewährt, sieht daher nicht im entferntesten so günstig aus, wie wenn die Baggerung durch einen Eimerbagger oder einen Saugbagger mit Schneidkopf erfolgt wäre. In der Regel kennzeichnen sich die Stellen, wo diese Saugbagger gearbeitet haben, durch muldenartige Vertiefungen im Flußbett, die naturgemäß dem Fahrwasser keinen Vorteil bringen.

Diese Gesichtspunkte werden Berücksichtigung finden beim Entwurf eines neuen Saugbaggers (Bagger XXI), dessen Beschaffung sich als erforderlich herausgestellt hat und dessen Bau voraussichtlich im Laufe des nächsten Jahres in Angriff genommen wird. Dieser Bagger erhält mittschiffs eine Bünne, die das Saugrohr aufnimmt und führt. Dieses selbst ist an seiner Mündung mit einem Schneidkopf versehen. Ein Laderaum wird nicht vorgesehen. Der Bagger bleibt daher an seiner Baggerstelle ohne Unterbrechung seiner Arbeit liegen und gibt das Baggergut in längsseit von ihm liegende Schuten ab. Als Verankerung des Baggers werden sowohl Ankerketten als auch Pfähle vorgesehen. Letztere kommen bei neueren Saugbaggern immer häufiger zur Anwendung. Die Pfähle, die im Schiffskörper vertikal beweglich geführt und mehrere Meter in den Grund eingelassen werden, sind besonders da zu empfehlen, wo starker Seegang ausgeschlossen ist. Diese Voraussetzung ist für die Arbeitsplätze des neuen Baggers während des größten Teils des Jahres erfüllt.

Außer den im eigentlichen Stromgebiet der Elbe notwendigen Baggerungen, wozu ausschließlich die größeren Bagger verwendet werden, sind umfangreiche Baggararbeiten auch in dem ausgedehnten Gebiet der Hamburger Häfen erforderlich.

Da sich in den Hafenbecken keine so kräftige Wasserströmung ausbilden kann, wie auf der offenen Elbe, findet in ihnen hauptsächlich eine Ablagerung von sehr feinem Sand oder Schlick statt. An den Liegeplätzen und Entladestellen der Schiffe, in der Umgebung der zum Festmachen der Schiffe dienenden Dückdalben häuft sich außerdem eine Menge Unrat an, unter dem namentlich die über Bord geworfenen oder gefallen Draht- und Hanfseile die unangenehmste Beigabe bilden, da sie sehr leicht zu Betriebsstörungen der Bagger und Löschapparate Anlaß geben. Zur Entfernung dieser Ablagerungen dienen hauptsächlich die kleineren Eimerbagger, sowie die Greifbagger und Drehewer. Der Raummangel in den Häfen, der Verkehr der zahlreichen Schlepper, Schuten und sonstigen Hafenfahrzeuge läßt es nicht zu, große Bagger für diesen Zweck zu verwenden. Selbst kleine Eimerbagger sind nicht einmal überall in den Häfen mit Vorteil anwendbar. Eimerbagger benötigen vermöge der Eigenart ihres Baggermechanismus ziemlich viel freie Wasserfläche zum Arbeiten. Sie sind daher nicht geeignet, in den Ecken und Winkeln und an den Dückdalben, zu baggern. Für diese Zwecke mußten besondere Baggergeräte gebaut werden, und zwar sind dies die Dampfdrehewer und die Greifbagger. Die Drehewer sind schon in der Einleitung erwähnt und dort als die ersten mechanisch betriebenen Bagger bezeichnet worden. Die beiden vorhandenen Drehewer I und II (Tabelle I d) unterscheiden sich von den Drehewern älterer Bauart nur durch ihre größere Leistungsfähigkeit, die sie der Verwendung von Dampfkraft zum Antrieb der Baggerwinde verdanken. Trotz seines altertümlichen Arbeitsverfahrens und seiner geringen Wirtschaftlichkeit ist der Drehewer da fast unentbehrlich, wo es sich um Entfernung geringer Bodenmengen an schwer zugänglichen Stellen handelt. Auch zum Freibaggern abgebrochener Pfähle ist er vorzüglich geeignet. Nebestehende Abbildung (Fig. 42) zeigt einen Dampfdrehewer in dem Augenblick, wo er seinen Eimer in den Laderaum entleert.

Sind an schwer zugänglichen Stellen größere Mengen zu baggern oder handelt es sich um steinigem oder reichlich mit Unrat, Drahtseilen usw. durchsetzten Baggerboden, so werden mit Vorliebe die Greifbagger verwendet, von denen z. Zt. zwei Stück, Bagger VI und X vorhanden sind. Ein dritter Greifbagger, Bagger XIX, ist in diesem Jahre in Bestellung gegeben. Bei den Greifbaggern VI und X besteht, wie aus der Abbildung (Fig. 43) zu ersehen ist, das eigentliche

Baggergerät aus einem dreiteiligen Greifergefäß (Patent Bruce & Batho), das an einem um einen Drehzapfen schwenkbaren Ausleger hängt und das mittels einer Dampfwinde gehoben und gesenkt werden kann. Beim Baggern wird das

Dampfdrehewer I. u. II.

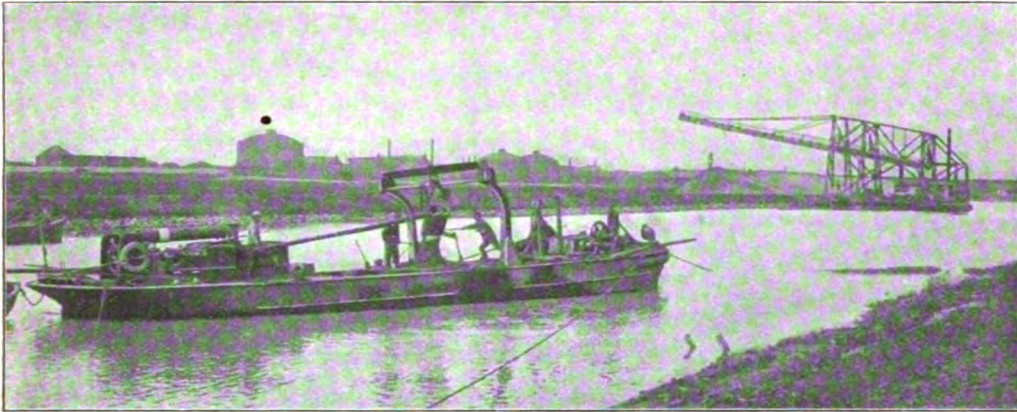


Fig. 42.

Greifbagger VI.

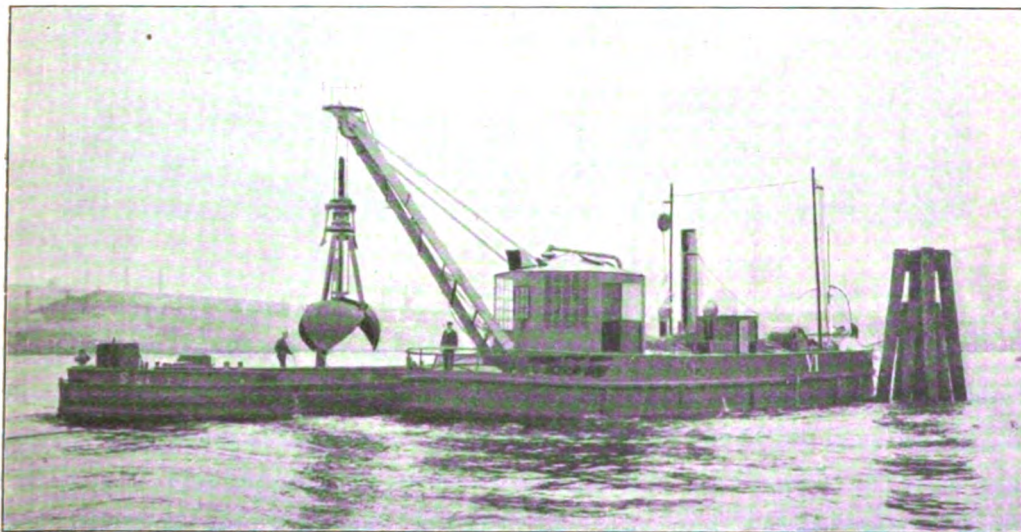


Fig. 43.

Greifergefäß in geöffnetem Zustande (Fig. 44) bis auf den zu baggernden Boden herabgesenkt, wo es sich vermöge seines Eigengewichtes, das beim Bagger VI 5000 kg beträgt, in den Boden eingrät. Beim Anheben schließt der Greifer sich,

bevor die eigentliche Hubbewegung beginnt, infolge des eigenartigen kinematischen Zusammenhangs seiner einzelnen Teile vollkommen selbsttätig und mit solcher Kraft, daß Holzteile oder weiche Steine mit Leichtigkeit zerdrückt werden. (Fig. 45.) Ist die Hubbewegung vollzogen, so wird der Ausleger mit dem an ihm hängenden Greifer über die längsseit des Baggers liegende Schute geschwenkt und der Inhalt des Greifergefäßes durch einfaches Öffnen desselben entleert.

Greifbagger VI.

Greifer geöffnet.

Greifer geschlossen.

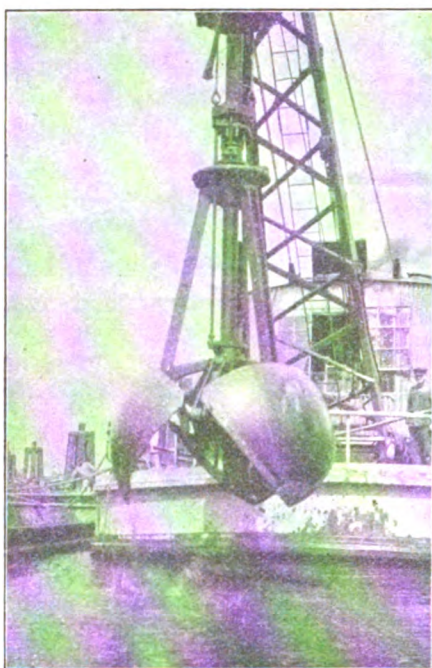


Fig. 44.



Fig. 45.

Infolge der spitzen Form seiner Schaufeln arbeitet der Bruce & Bathosche Greifer sehr gut auch in hartem Baggerboden, doch da er als Einseilgreifer gebaut ist, hat er auch die dieser Greiferart anhaftenden bekannten Nachteile. Außerdem führt die Dreiteilung des Greifers zu einer konstruktiv sehr ungünstigen Form der Greiferarme, die sich leicht verbiegen können, so daß häufige Reparaturen erforderlich werden. Um bei dem in Bau befindlichen neuen Greifbagger, Bagger XIX (Fig. 46), diese Nachteile zu vermeiden, kommen bei ihm zweiteilige Vierseilgreifer der Firma Menck & Hambroek (Altona) zur Anwendung, und zwar erhält der Bagger je einen besonderen Greifer für Steine (Fig. 47) und für weichen Boden oder Sand (Fig. 48). Als Eigentümlichkeit des Sandgreifers mag

erwähnt werden, daß dessen Schaufeln ganz aus Stahlguß (mit angesetzten geschmiedeten Stahlschneiden) hergestellt sind, wodurch der Greifer leichter wird und voraussichtlich weniger Reparaturen erfordert.

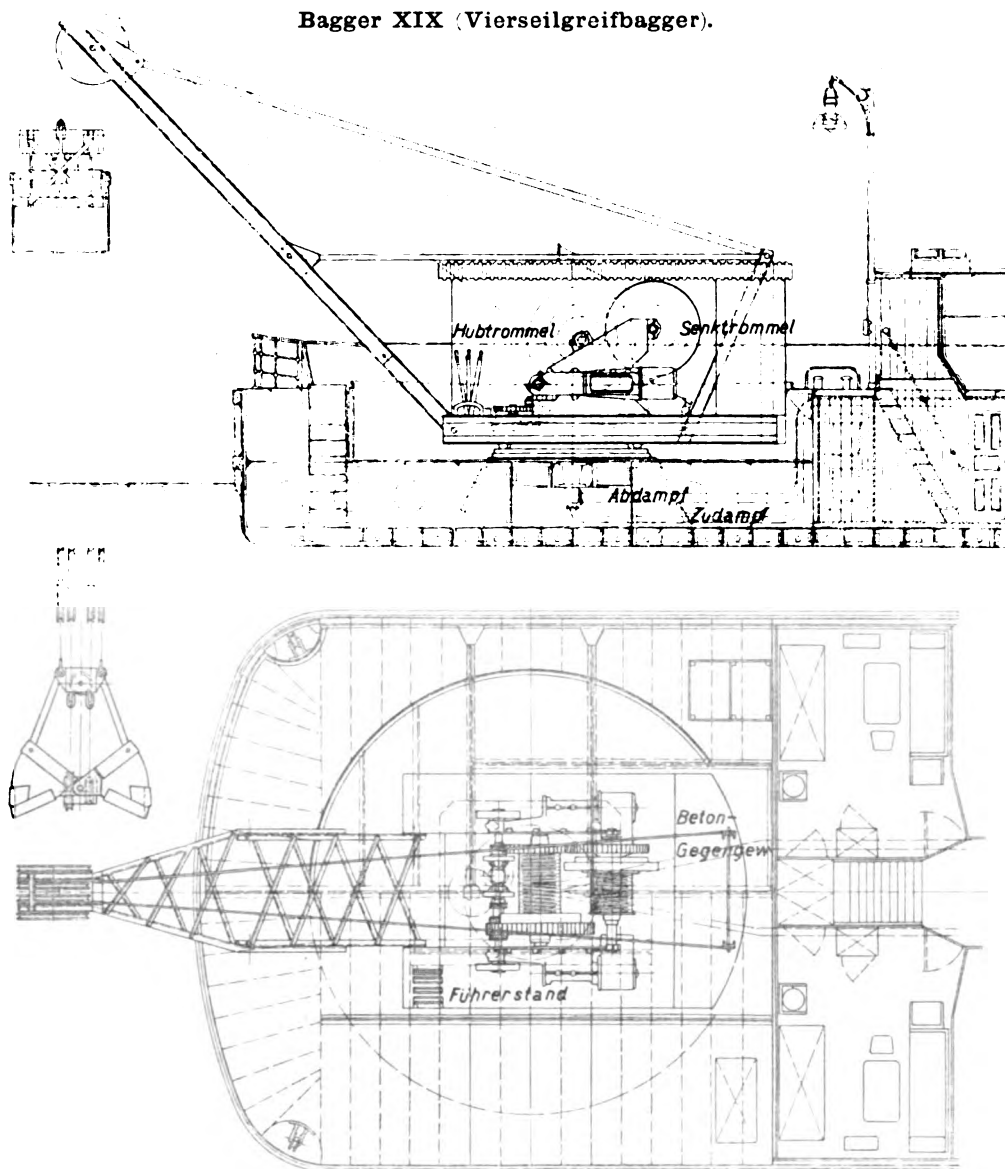


Fig. 46.

Weit ungünstiger als in den unmittelbar im Stadtgebiet Hamburgs gelegenen Häfen, auf die sich das eben Angeführte hauptsächlich bezieht, gestalten sich die Verhältnisse in Cuxhaven, dessen Häfen wegen der Nähe der See einer erheblich

stärkeren Verschlickung ausgesetzt sind. Bis in die letzte Zeit waren zur Unterhaltung der Solltiefe in diesen Häfen dauernd ein Eimerbagger (Bagger XI) und ein kleiner Saugbagger (Kranich) tätig, die gelegentlich durch einen der großen

Bagger XIX (Greifergefäß für Steine).

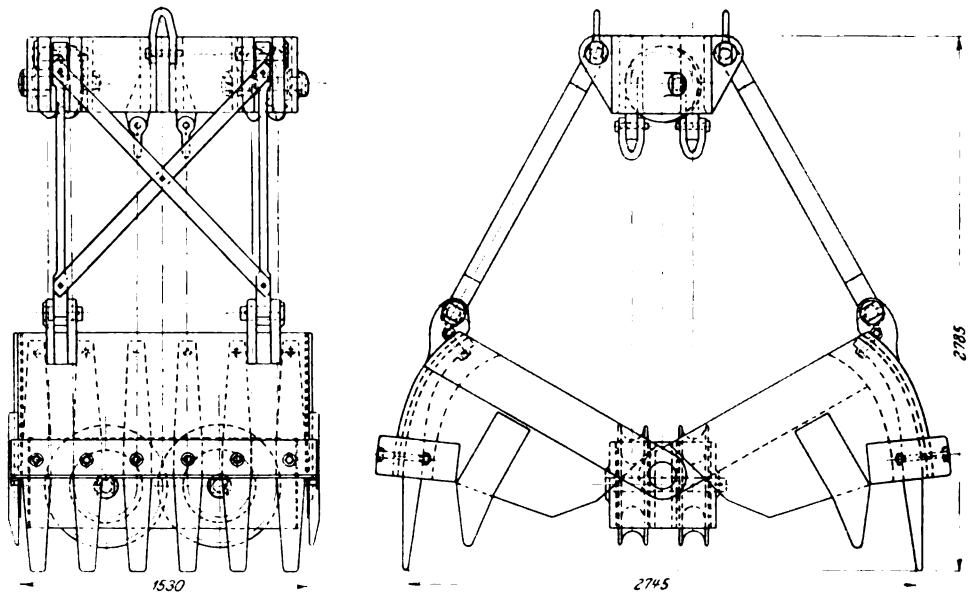


Fig. 47.

Bagger XIX (Greifergefäß für Sand).

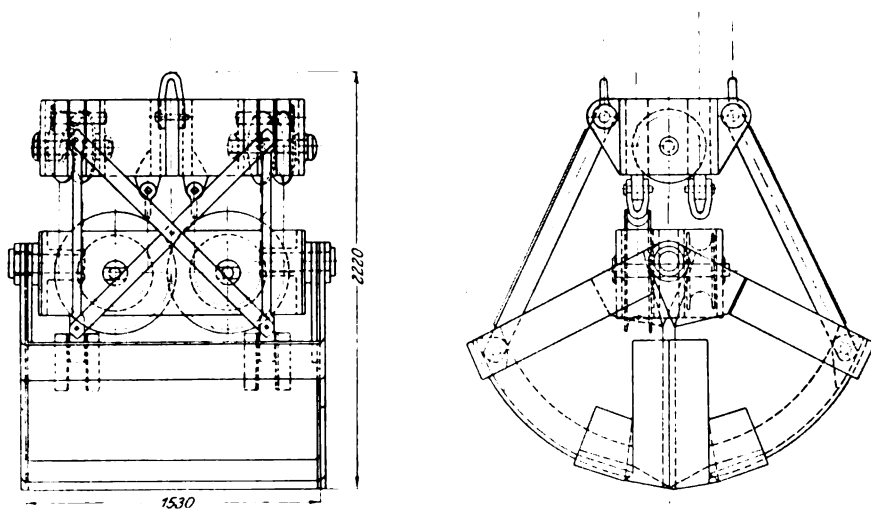


Fig. 48.

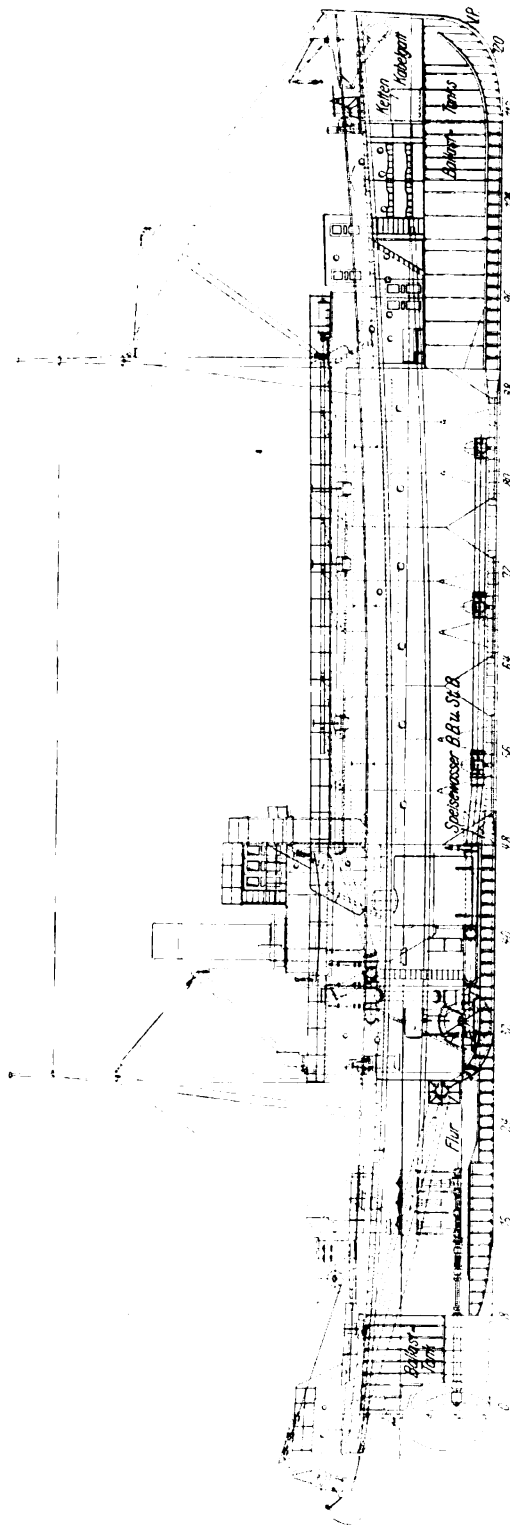
Saugbagger XIV oder XV unterstützt wurden. Die ganz erhebliche zurzeit in Ausführung begriffene Vergrößerung des Cuxhavener Neuen Hafens, die mit Rücksicht auf die viel Platz beanspruchenden Imperatorschiffe der Hamburg-Amerika-Linie erforderlich wird, hat naturgemäß zur Folge, daß die vorhandenen Bagger für die zukünftigen Bedürfnisse nicht mehr ausreichen werden. Diesem Umstand wird durch die Einstellung eines neuen, großen, bereits in Bau befindlichen Saugbaggers, des Baggers XX, (Fig. 49) Rechnung getragen. Dieser Bagger, der von der Schichauwerft in Elbing gebaut wird, und bezüglich dessen Abmessungen ich auf die Tabelle verweise, erhält zwei mitschiffs angeordnete mit einem Saugkopf nach Patent Frühling ausgerüstete Saugrohre. Bei der Wahl dieser Baggerart sind die besonderen örtlichen Verhältnisse mitbestimmend gewesen. Da es sich darum handelt, eine auf dem Boden des Hafenbeckens lagernde verhältnismäßig dünne Schlickschicht zu entfernen, und mit einfach gestalteten Saugrohren aus bereits oben angeführten Gründen kaum eine befriedigende Leistung hätte erzielt werden können, lag die Verwendung des Frühling'schen Saugkopfes nahe, der infolge der günstigen Ausbildung seiner Form vor allem den Eintritt schädlicher Wassermengen in das Saugrohr verhindert und sich aus diesem Grunde zur Hinwegschaufung dünner Bodenschichten besonders gut eignet. In dem Angebot der Schichauwerft kam dies auch dadurch zum Ausdruck, daß für Schlickbaggerungen ein erheblich größeres spezifisches Gewicht der Ladung und damit eine größere Leistung des Baggers garantiert wurde, als unter denselben Verhältnissen von einem Bagger ohne Frühling'schen Saugkopf erwartet werden konnte.

Nachdem im vorstehenden die einzelnen in Hamburg verwendeten Arten von Baggern behandelt worden sind, möge nunmehr die Beschreibung derjenigen Einrichtungen folgen, die zum Transport der Baggererde dienen.

Abgesehen von den mit eigenem Laderaum versehenen Saugbaggern XIV, XV, XX und den Drehewern I und II schütten sämtliche Bagger das geförderte Baggergut in Schuten, die längsseit oder zum Teil auch hinter dem Bagger festgemacht werden. Ist eine Schute gefüllt, so wird sie mit Hilfe eines Schleppdampfers nach der Löschstelle gebracht und dort entleert.

Wie aus der Tabelle II a ersichtlich, hat die Größe und Zahl der Schuten im Laufe der Jahre erheblich zugenommen. Dies wurde einmal bedingt durch die größere Leistungsfähigkeit der neueren Bagger und Löschgeräte und anderseits durch das Bestreben, die Transportkosten der Baggererde möglichst herabzusetzen. Ihrer Bauart nach sind drei verschiedene Arten von Schuten zu unterscheiden. Erstens: Gewöhnliche Schuten mit rechteckigem Querschnitt des Lade-

Bagger XX (Saugbagger nach System Frühling).



Oberdeckplan (1/30).

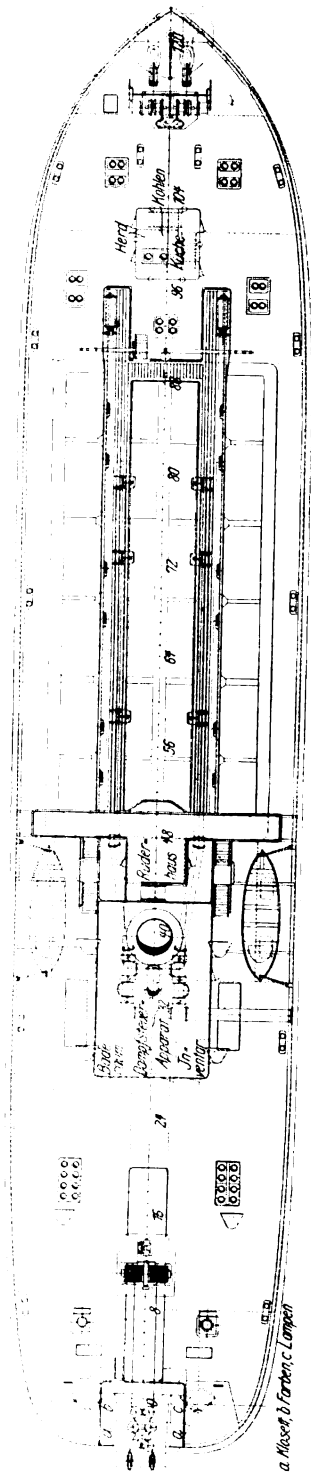


Fig. 49.

raumes und festem Boden. (Fig. 50.) Diese haben einen verhältnismäßig kleinen Laderaum. Das Löschen des Laderauminhalts geschieht entweder durch Auskarren oder auch mit Hilfe der Hängebahnkrane. Ein Teil dieser Schuten ist auch zur Entlöschung durch den Schutenentleerer I geeignet. Zweitens: Schuten mit trapezförmigem Querschnitt des Laderaums und festem Boden. (Fig. 51.) Diese Schuten, die einen Laderauminhalt bis zu 300 cbm aufweisen, sind ausschließlich für den Gebrauch bei den Schutensaugern und

Gewöhnliche Schuten mit festem Boden.

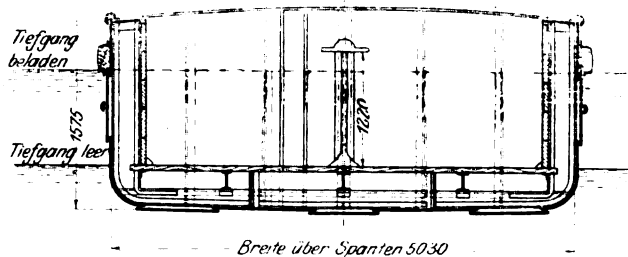


Fig. 50.

Saugerschuten.

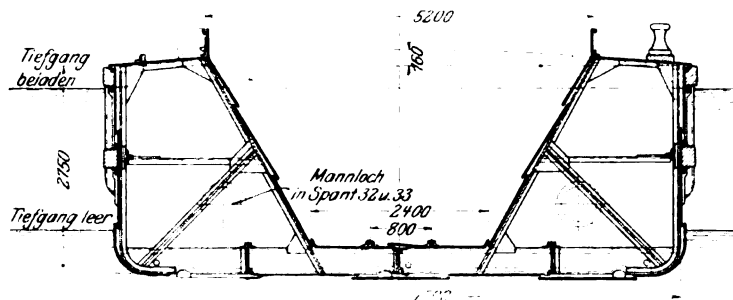


Fig. 51.

Schutenentleerern bestimmt. Der Laderaum verjüngt sich nach unten hin und ist im Boden so breit, daß dem Saugrüssel des Schutensaugers nur wenig seitlicher Spielraum gewährt ist. Hierdurch wird erreicht, daß der Inhalt des Laderaums fast vollständig entleert wird. Drittens: Schuten mit Bodenklappen (Klappschuten). (Fig. 52.) Diese Schuten haben einen Laderaum bis zu 100 cbm, dessen Inhalt an der Löschstelle durch die im Boden der Schute befindlichen Klappen entleert wird. Die Voraussetzung für die Verwendung von Klappschuten ist das Vorhandensein geeigneter Löschstellen in der Nähe der Baggerstelle, jedoch außerhalb des Fahrwassers. Solche sind nur noch im unteren Lauf der Elbe etwa

von der Lühe abwärts anzutreffen, und zwar werden die Klappstellen zwischen den Buhnen und Stacks oder in sonstigen für die Schifffahrt wertlosen Seitenarmen des Flusses gewählt, soweit an diesen Stellen die vorhandene Wassertiefe den Verkehr mit Baggerschuten und Schleppdampfern noch zuläßt. Es ist leicht einzusehen, daß die Methode des Klappens das billigste Verfahren darstellt, sich des gebaggerten Bodens zu entledigen, da besondere Löschapparate dabei überflüssig werden. Einer umfangreicheren Anwendung des Verfahrens stehen jedoch strombautechnische Gründe entgegen, und zwar machen diese sich in schwachem Maße schon im Mündungsgebiet der Elbe geltend, wo doch ausgedehnte, für die Schifffahrt ganz wertlose Wasserflächen reichlich vorhanden sind. Das Verfahren wird daher für die Elbe in künftigen Zeiten mehr und mehr an Bedeutung verlieren und das um so mehr, als der wirtschaftliche Vorteil desselben wegen der ökonomischen Arbeitsweise der neuzeitlichen Löschapparate verhältnismäßig nur gering ist.

Klappschuten.

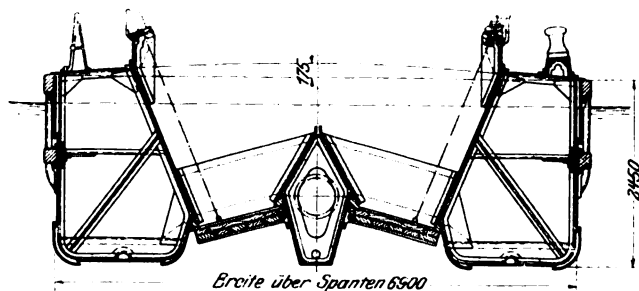


Fig. 52.

Wegen des hohen spezifischen Gewichts der Ladung ist bei den Schuten außer dem Laderaum noch reichlich tragfähiger Schiffsraum erforderlich, um sie schwimmfähig zu erhalten. Ein großer Teil desselben ist bei den Klapp- und Saugerschuten zu beiden Seiten des Laderaums untergebracht, wo er vermöge seiner Lage nicht nur geeignet ist, das Gewicht der Ladung unmittelbar aufzunehmen, sondern auch wesentlich zur Erhöhung der Stabilität der Schute beiträgt, die infolge der ungünstigen Gewichtsverteilung der Ladung der Höhe nach gerade bei den beiden genannten Schutenarten eine sehr große sein muß. Für die aus je zwei Mann bestehende Besatzung der Schuten ist in einem der vor und hinter dem Laderaum gelegenen Endräume ein Logis mit den erforderlichen Ausrüstungsgegenständen eingerichtet. In Fig. 53 ist eine der neuesten Baggerschuten von 300 cbm Laderaum dargestellt. Da die Schuten im Betriebe wegen des häufigen Anlegens an Bagger- und Löschgeräte

Baggerschute.

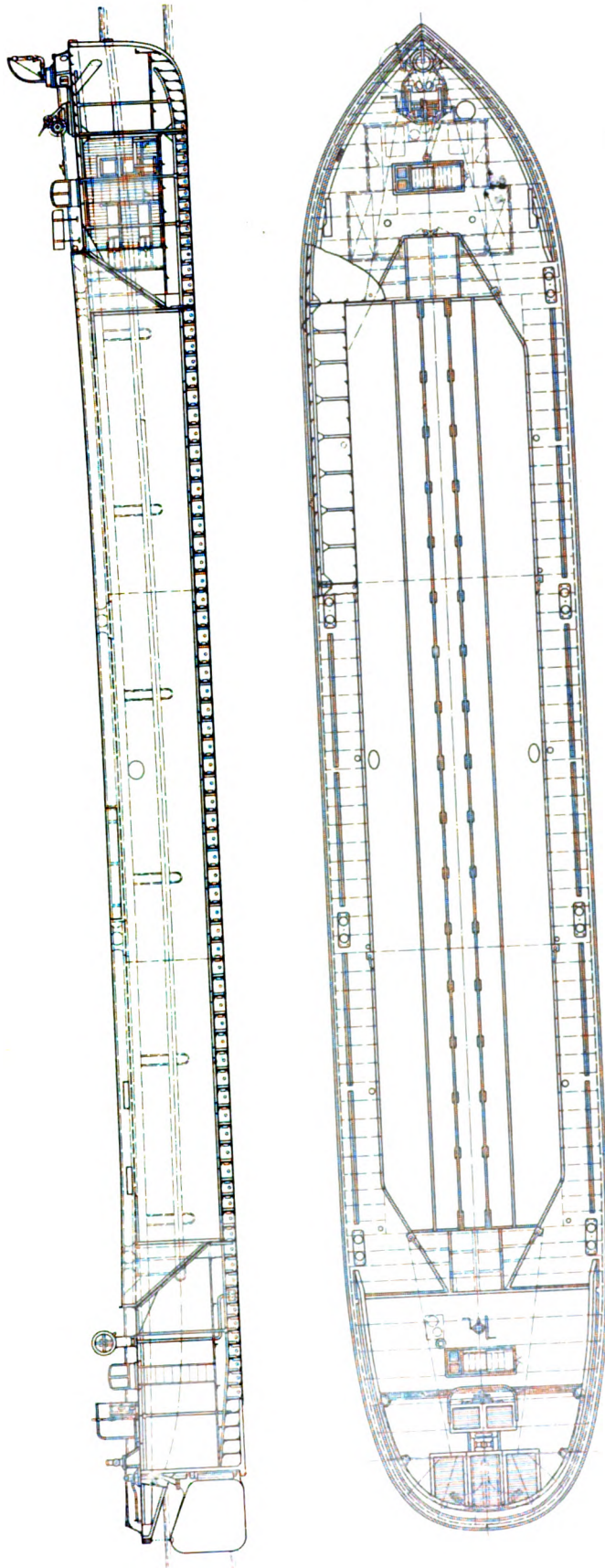


Fig. 53.

vielen Beschädigungen ausgesetzt sind, ist es erforderlich, den Schiffskörper so einfach wie möglich, aber dabei doch widerstandsfähig auszuführen. Ein ausreichender Schutz der Außenhaut durch ringsum laufende Wallschienen und Fender ist vorzusehen. Überhaupt sind besonders die bei Zusammenstößen mit anderen Fahrzeugen am meisten gefährdeten Teile, wie z. B. das Steuerruder so auszuführen, daß sie leicht repariert werden können. Die Holzverschalungen der Wohnräume sind leicht abnehmbar einzubauen und am besten so anzuordnen, daß zwischen ihnen und der Schiffswand noch Platz genug zur Ausführung der notwendigen Unterhaltungsarbeiten am Schiffskörper vorhanden ist. Große Schwierigkeiten macht es, den Boden und die Seitenwände des Laderaumes auf die Dauer dicht zu halten. Besonders der Boden des Laderaumes leidet außerordentlich durch die auf ihn stürzenden Bodenmassen und Steine. Es ist daher bei größeren Schuten zu empfehlen, die Nietungen der Laderaumwände sämtlich doppelreihig auszuführen.

Die Fortbewegung der Schuten vom Bagger nach der Löschstelle und umgekehrt wird durch Schleppdampfer besorgt. Bei den augenblicklich noch in Betracht kommenden kurzen Entfernungen zwischen den Baggern und den Löschstellen wäre es unvorteilhaft, die Schuten mit eigenen maschinellen Einrichtungen zu versehen, sie „selbstfahrend“ zu machen. Die Methode des Schleppens muß daher vorläufig immer noch als die zweckmäßigste bezeichnet werden.

Wie aus Tabelle II b ersichtlich, sind z. Zt. elf Staatsschlepper vorhanden.

Diese Zahl reicht jedoch für den Baggereibetrieb bei weitem nicht aus, da für jeden Bagger je nach dessen Leistung und der Entfernung der Löschstelle ein bis drei Schleppdampfer zur Wegschaffung des Baggerbodens erforderlich sind. Außer obigen elf Schleppern sind daher während der Hauptarbeitsperiode im Baggereibetriebe noch etwa 35–40 weitere tätig, die von Privatunternehmern gemietet werden. Es wäre unvorteilhaft, wenn der Staat diese große Zahl von Schleppern selbst beschaffen und unterhalten wollte, da diese Fahrzeuge während der Wintermonate stilliegen müßten und demnach nicht ausgenutzt werden könnten. Die Neubeschaffung von staatlichen Schleppdampfern erfolgt daher nur in dem Maße, als es mit Rücksicht auf den Eisbrecherdienst und die im Winter gelegentlich erforderlichen Schlepparbeiten geboten erscheint.

In Fig. 54 und 55 ist einer der neuesten hamburgischen Schleppdampfer, Schlepper „Hai“, abgebildet. Er ist, wie es bei solchen Dampfern in neuerer Zeit üblich geworden ist, gleichzeitig als Eisbrecher gebaut. Bezüglich seiner näheren

Schleppdampfer „Hai“.

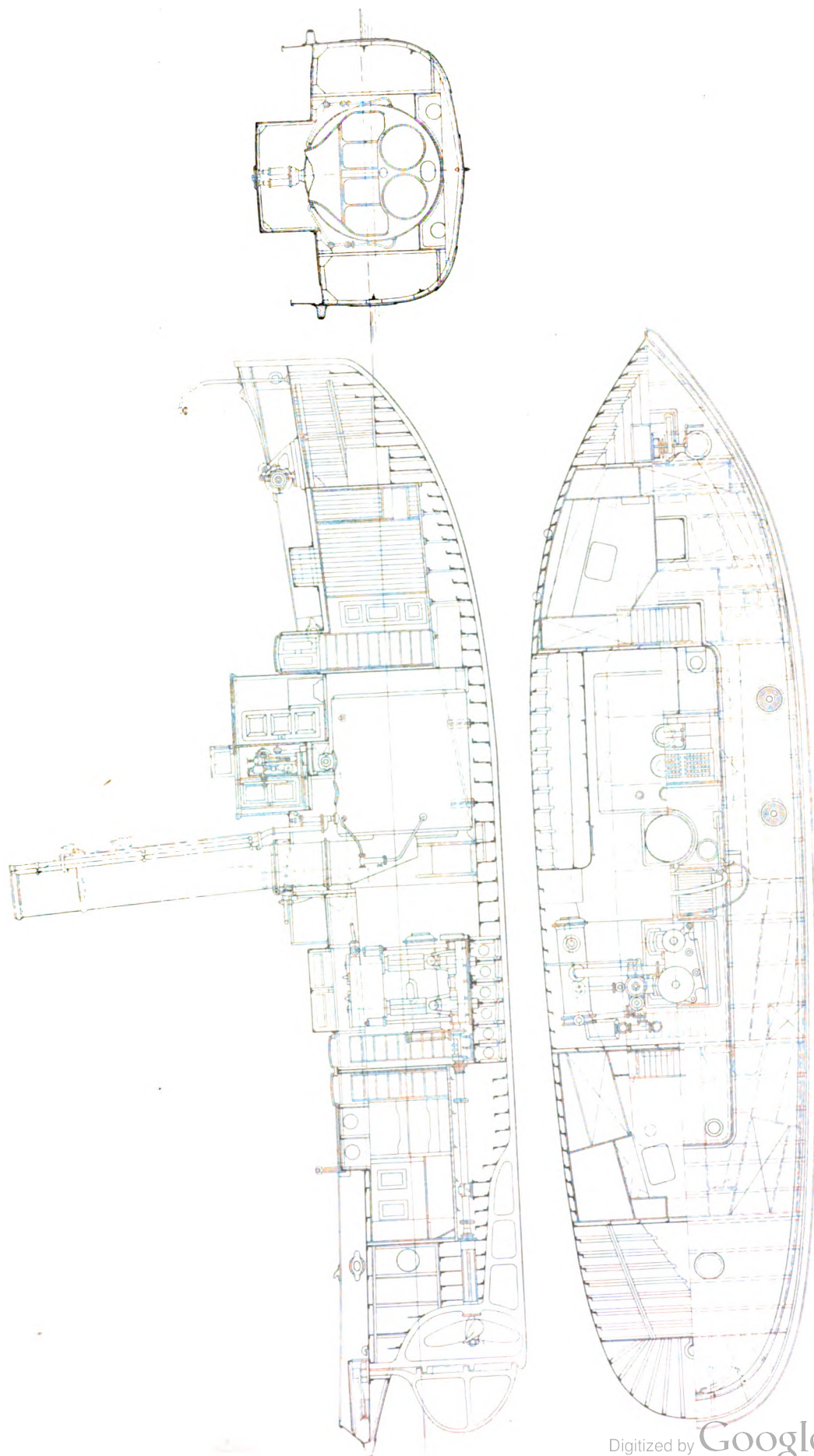


Fig. 54.

Konstruktionsdaten gestatte ich mir, auf die Angaben der Tabelle sowie der Zeichnung zu verweisen.

Wie schon erwähnt, wird der größte Teil der gebaggerten Bodenmengen an Land geschafft. Zu diesem Zwecke sind, möglichst in der Nähe der Bagger, geeignete Löschstellen einzurichten, an denen die Entleerung der von den Schleppdampfern herangebrachten Baggerschuten bewerkstelligt werden kann. In der Einleitung ist bereits darauf hingewiesen, daß das in früherer Zeit angewendete Löschverfahren, das Auskarren und das Löschen mittels der Hängebahnen, wegen seiner Kostspieligkeit mehr und mehr an Bedeutung verloren hat und nur noch da angewendet wird, wo es lokaler Verhältnisse wegen unumgänglich nötig ist,

Schleppdampfer „Hai“.

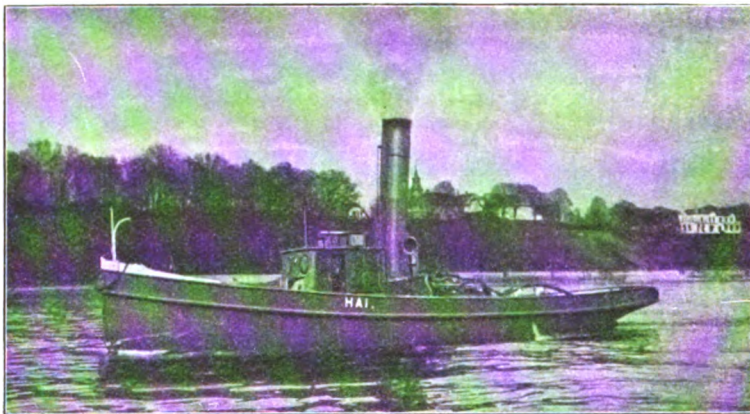


Fig. 55.

daß es dagegen erst durch die Schutensauger und Schutenentleerer möglich geworden ist, den heute an das Baggerwesen gestellten Aufgaben in vollem Maße gerecht zu werden.

Das Arbeitsprinzip der Schutensauger ist verwandt mit demjenigen der Saugbagger. In derselben Weise wie der Saugbagger ist auch der Schutensauger mit einer Zentrifugalförderpumpe ausgerüstet. Mittels dieser wird der Inhalt der zu entlöschenden Schute, nachdem diese längsseit des Schutensaugers gebracht worden ist, abgesogen und durch eine Rohrleitung, die oft viele hundert Meter lang ist, an Land gedrückt. Da das Baggergut in dem Zustande, in dem es in der Schute an den Sauger gebracht wird, zu trocken ist, um ohne weiteres wie eine Flüssigkeit behandelt werden zu können, wird ihm vor Beginn des Saugens und auch während desselben mittels einer zweiten Zentrifugalpumpe Wasser zugesetzt. Der kräftige Wasserstrahl dieser „Zusatzpumpe“ rührt gleichzeitig das Baggergut

auf, so daß namentlich in der Umgebung der Mündung des Saugrohrs der Förderpumpe, wohin der Strahl des Zusatzwassers gerichtet wird, eine etwa 50—70 % Wasser enthaltende breiartige Masse entsteht, die leicht absaugefähig ist. Da der Schutensauger stets längere Zeit, oft Jahre, an derselben Stelle liegen bleibt, ist das eigentliche Schiffgefaß prahmartig gebaut. Es enthält außer der zum Betrieb der Förder- und Zusatzpumpe notwendigen Maschinen- und Kesselanlage nur noch die zum Aufenthalt der Besatzung dienenden Räume. In den Abbildungen (Fig. 56 und 57) ist ein Sauger mit der daneben liegenden Saugerschute dargestellt, und zwar während die Pumpen in Tätigkeit sind. Die Bilder lassen deutlich das Arbeitsverfahren eines Saugers erkennen; aus Fig. 57 ist besonders

Schutensauger IV.

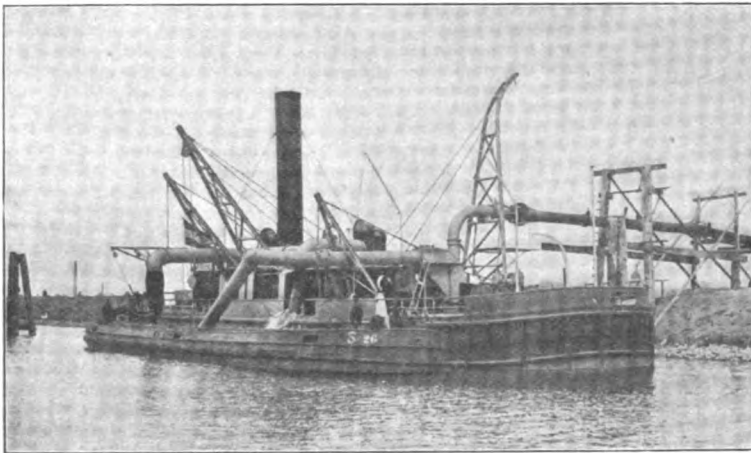


Fig. 56.

klar zu ersehen, wie der Wasserstrahl der Zusatzpumpe kurz vor der Mündung des schrägliegenden Saugrohrs in das Baggergut eindringt. Fig. 58 zeigt die inneren Einrichtungen eines Schutensaugers. Den größten Teil des Schiffsraumes nimmt die Maschinen- und Kesselanlage ein. Außer der Förder- oder Baggerpumpe und ihrer Antriebsmaschine nebst den erforderlichen Hilfsmaschinen ist besonders die Zentrifugalpumpe zur Förderung des Spülwassers (Zusatzwasser) zu erwähnen. Das Saugrohr der Sandförderpumpe ist ziemlich hoch über Deck geführt. Es läuft nach jedesmaliger Entleerung einer Schute, sobald die Maschine abgesetzt ist, leer und füllt sich mit Luft an. Da die Pumpe beim Wiederansetzen der Maschine nicht imstande ist, selbsttätig anzusaugen, solange sich noch Luft im Saugrohr befindet, ist es erforderlich, diese zuerst vollständig zu entfernen. Dies geschieht mit Hilfe der Zusatzpumpe, indem diese durch eine besonders für diesen Zweck

vorgesehene Rohrleitung für kurze Zeit (ungefähr 10—15 Sekunden) ihr ganzes gefördertes Wasserquantum in das Saugrohr der Baggerpumpe hineindrückt und dieses vollständig anfüllt.

Die außerordentlichen Vorteile, die mit der Verwendung der Sauger verbunden sind, kommen besonders da zur Geltung, wo für die Ablagerung des geförderten Baggergutes ausgedehntes Gelände zur Verfügung steht. Da gleichzeitig mit der Baggererde auch etwa die drei- bis vierfache Menge Wasser an Land gepumpt wird, muß letzterem die Möglichkeit gegeben werden, sich von den festen Bestandteilen

Schutensauger IV (Blick auf das Saugrohr).

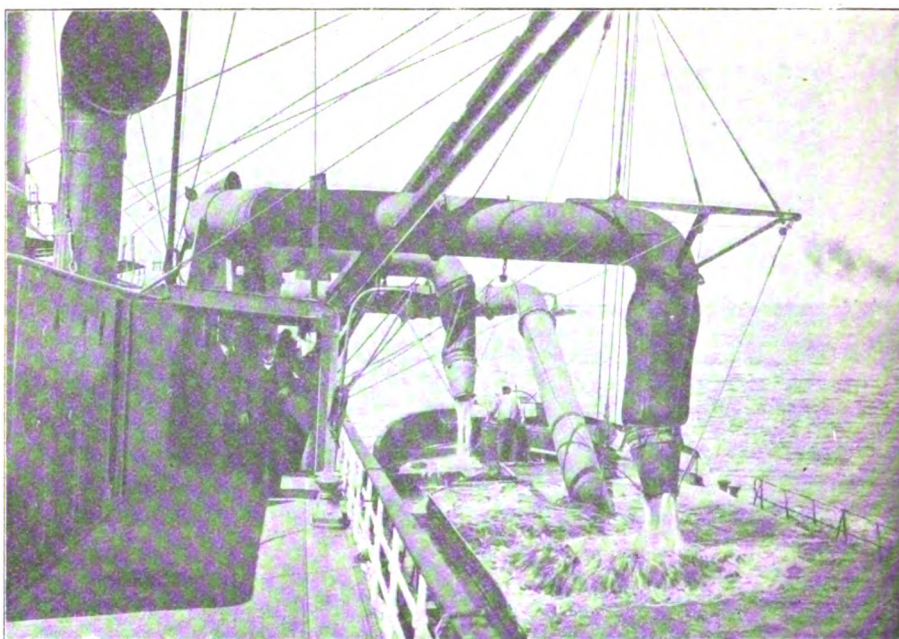


Fig. 57.

zu trennen und wieder nach der Elbe zurückzufließen. Dieser Zweck wird möglichst vollkommen dadurch erreicht, daß das zur Aufnahme des Baggerbodens bestimmte Gelände allseitig mit einem Deich umgeben wird, so daß sich auf diese Weise ein Becken bildet, in das der flüssig gemachte Inhalt der Baggerschute mittels der Förderpumpe des Saugers hineingepumpt werden kann. Da das flüssige Gemisch hier vollständig zur Ruhe kommt, scheiden sich alsbald die festen Bestandteile aus und lagern sich am Boden des Beckens ab. Das darüber sich ansammelnde klare Wasser wird durch eine Öffnung im Deich, die möglichst weit von der Mündung des Druckrohrs entfernt liegt, wieder nach der Elbe abgelassen. Besteht das

A Hauptkessel.

B Hilfskessel.

C Maschine für die Förderpumpe.

D Maschine für die Spülpumpe.

E Förderpumpe.

F Spülpumpe.

G Kondensator.

H Lichtmaschine.

I Zirkulationspumpe.

K Destillierapparat.

L Vorwärmer.

M Druckwasserpumpe für die Labyrinthspülung.

N Saugrohr der Förderpumpe.

O Steinkasten.

P Druckrohr der Förderpumpe.

Schutensanger IV.

Q Kreuzgelenkkupplung.
R Ankerwinde.
T Saugrohrwinde.
U Kettenkasten.
V Saugrohr der Spülpumpe.
W Druckrohr der Spülpumpe.
Z Drehkupplung.
e Eingang zu den Kajüten.
h Ausleger zum Heben des Saugrohrs
i Ausleger zur Aufhängung des Saugrohrs.
l Ausleger zur Aufhängung des Druckrohrs der Förderpumpe.
o Saugkopf.
q Kohlenbunker.

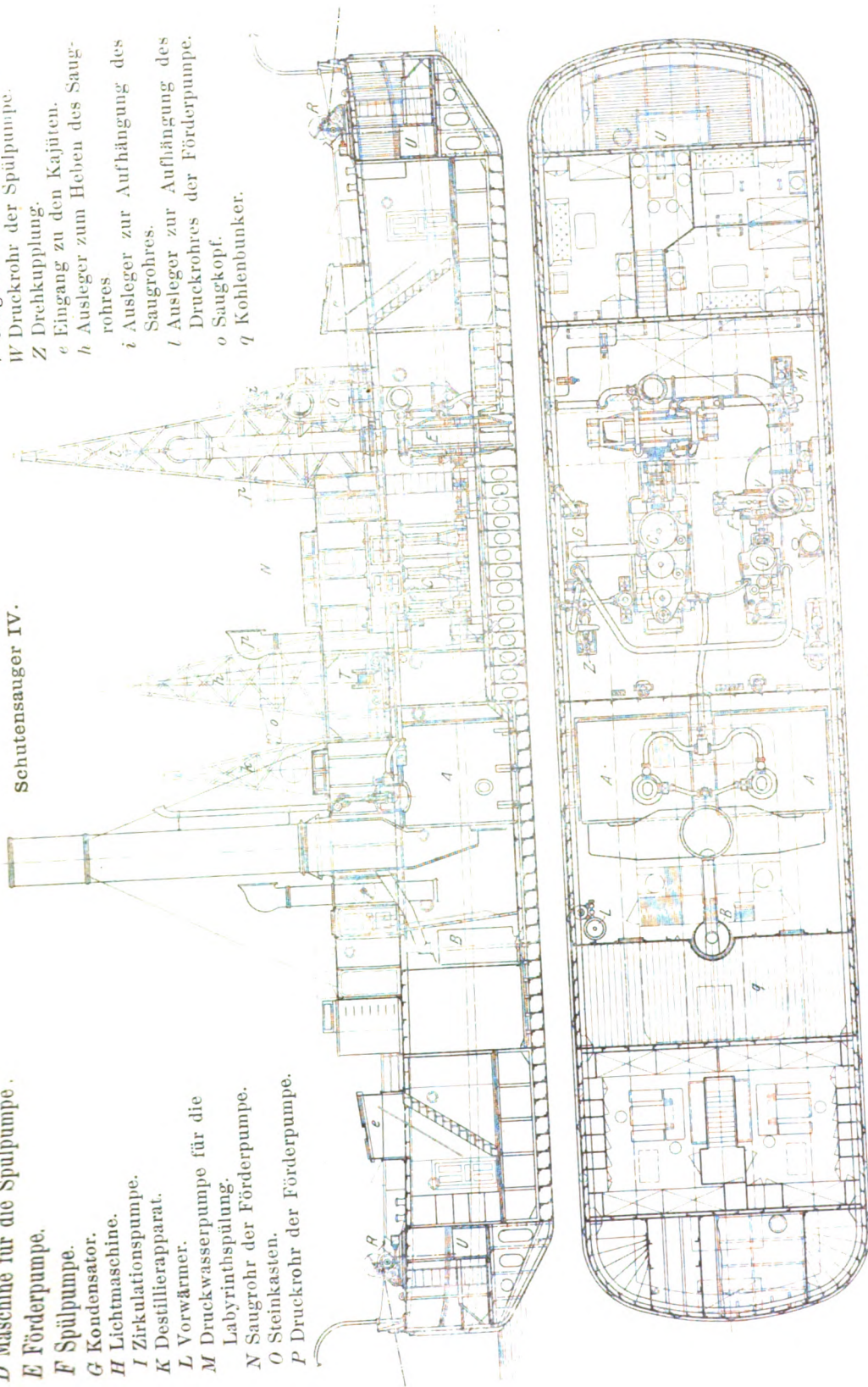


Fig. 58 a.

Baggergut aus schwerem Sand, so lagert sich dieser fast unmittelbar vor der Mündung des Druckrohres ab und bildet hier mächtige Hügel, die schnell auf die Höhe, auf die das Terrain gebracht werden darf, anwachsen. Die Mündung des Druckrohres muß daher von Zeit zu Zeit in dem Maße, wie die Ablagerung der Bodenmassen vorwärts schreitet, vorgeschoben werden. Es macht keine Schwierigkeiten, mit den hamburgischen Saugern die Bodenmassen 800—1000 Meter weit zu spülen. In dieser Möglichkeit liegt, abgesehen von den geringen Förderkosten, der Nutzen dieses Löschverfahrens. Ein weiterer Vorteil, der sich namentlich bei der Sandspülung geltend macht, ist dem Umstand zu verdanken, daß das aus dem wässerigen

Schutensauger IV.

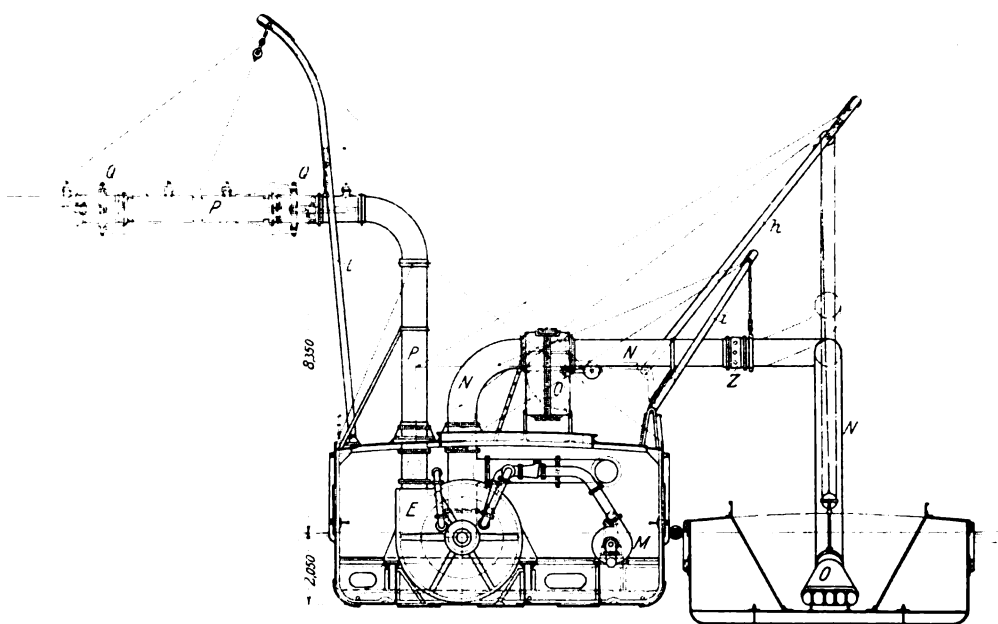


Fig. 58 b.

Gemisch sich ausscheidende Baggergut sich viel fester lagert, als wenn es trocken aufgebracht würde. Die durch Sauger aufgehöhten Flächen sind daher für Bebauungszwecke besonders gut geeignet.

Wie schon oben erwähnt, macht die Verwendung der Sauger eine vorherige Eindeichung der zur Ablagerung der gespülten Bodenmassen bestimmten Fläche notwendig. Die erforderlichen Deiche oder Dämme werden aus trockenem Sand geschüttet und zu ihrer Erhaltung mit einer dicken Kleischicht bedeckt oder in sonst einer geeigneten Weise geschützt. Die Herstellung der Dämme geschieht da, wo sie sich längs der Elbe oder der Kanäle hinziehen, mit Hilfe der Schutentleerer.

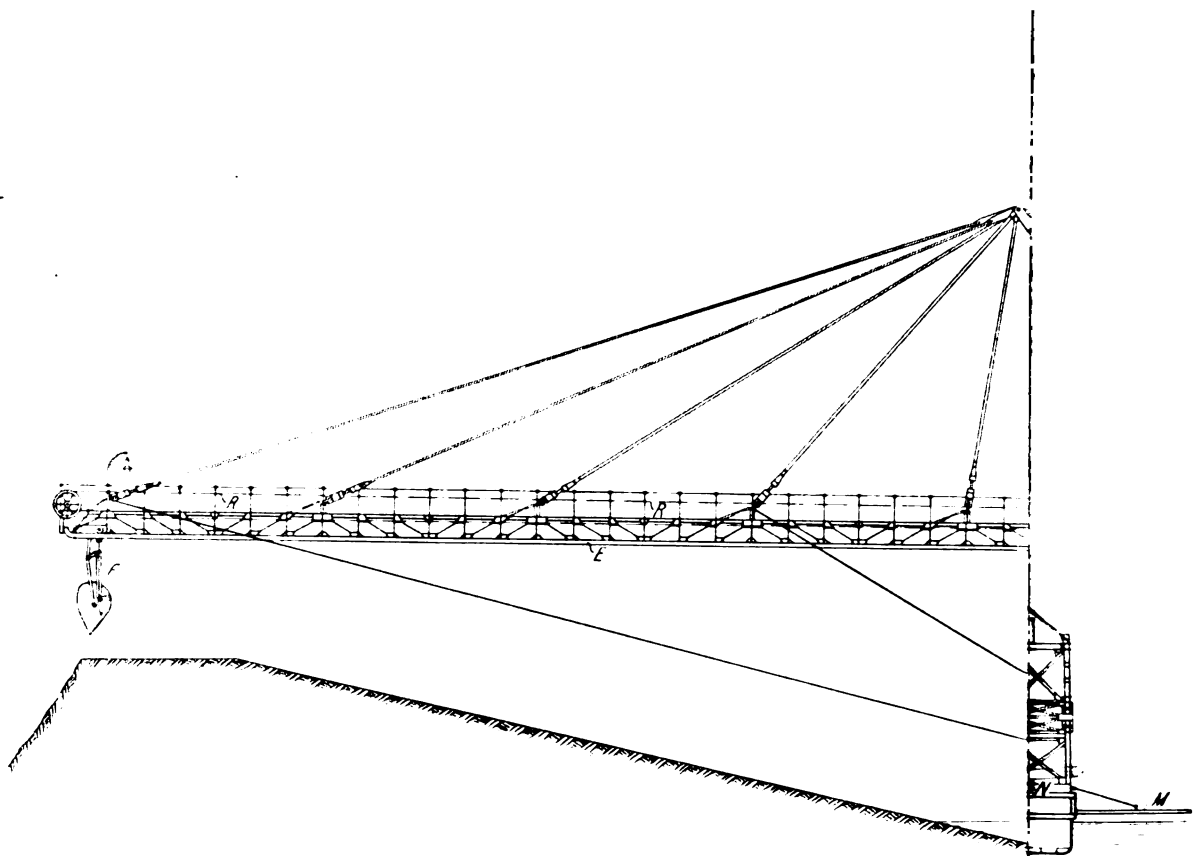


Fig. 59 b.

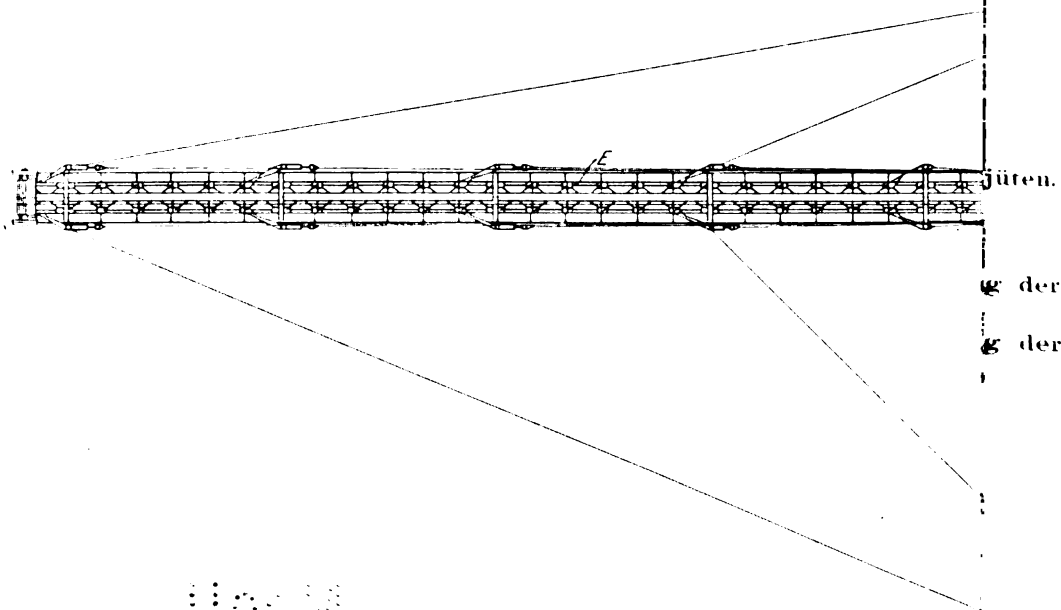


Fig. 59 a.

Diese erst vor wenigen Jahren in Hamburg eingeführten Geräte stellen hinsichtlich ihrer Bauart und des bei ihnen zur Anwendung kommenden Arbeitsverfahrens einen ganz neuen, bisher nicht gebräuchlichen Typ vor, der sein Entstehen hauptsächlich den besonderen auf lokale Verhältnisse sich gründenden Bedürfnissen verdankt. Vor Einführung der Schutenentleerer wurden die Dämme ausschließlich mit Hängebahnen hergestellt. Deren ungenügende Leistungsfähigkeit drängte jedoch zur Beschaffung anderweitiger, für den vorliegenden Zweck besser geeigneter Geräte. Die bei Privatunternehmern bereits zur Einführung gelangten rein mechanischen Geräte zur Herstellung von Deichen, wie Gurttransporteure, Becherelevatoren, schienen gleichfalls für die hamburgischen Verhältnisse

Schutenentleerer III.

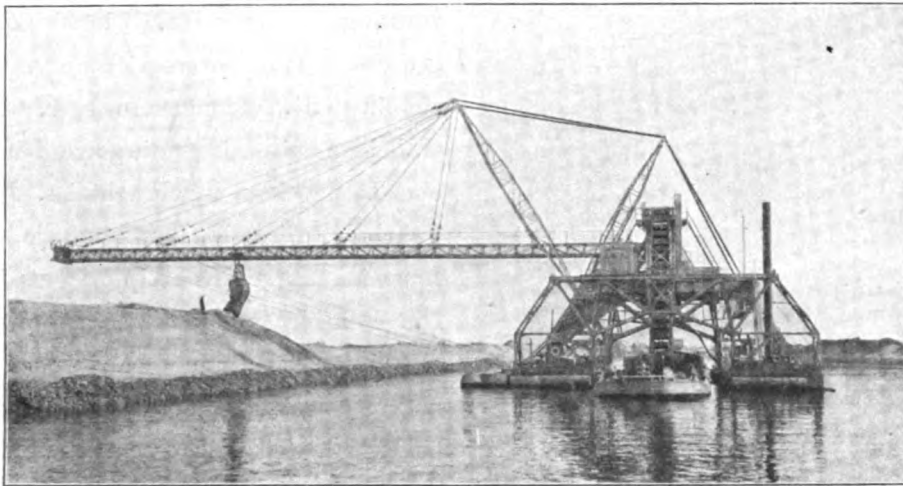


Fig. 60.

ungeeignet zu sein. Vor allem erfüllten sie eine Hauptforderung nicht, nämlich, daß es möglich sein muß, beliebig gestaltete Querschnittsprofile der Deiche herzustellen. Besonders die unmittelbar an der Elbe entlang zu führenden Deiche erfordern sehr flache Böschungen und demzufolge eine große Breite. Ihre Herstellung mit den bisher gebräuchlichen Vorrichtungen wäre ohne gleichzeitige Inanspruchnahme zahlreicher menschlicher Hilfskräfte gar nicht möglich gewesen. Die Baggereibauinspektion sah sich daher gezwungen, zweckmäßigere, den lokalen Verhältnissen sich anpassende Einrichtungen selbst zu entwerfen. Dies führte zum Bau der in Hamburg mit dem Namen „Schutenentleerer“ bezeichneten Löscheräte. Es sind zwei verschiedene Arten zur Ausführung gekommen. Die erste Art, welcher das mir erteilte D.R.P. Nr. 218 353 zugrunde liegt, ist in den Fig. 59—62

dargestellt. Das Gerät ist die Kombination eines Becherwerkes mit einer seitlich angehängten horizontalen Transportvorrichtung. Die ganze Einrichtung wird getragen von zwei parallel nebeneinander angeordneten Tragschiffen, zwischen denen ein Spielraum von 8,5 m zur Aufnahme der zu entleerenden Baggerschute vorhanden ist. Durch kräftige Überbrückungen, die über der Wasserlinie eine lichte Höhe von 5 m freilassen, sind beide Pontons zu einem starren Ganzen vereinigt. Das Becherwerk, welches in der Längsrichtung der zu entleerenden Schute

Schutenentleerer III
(Ausleger mit Kippeimer).



Fig. 61.

arbeitet, ist in üblicher Weise, in einem Gerüst hängend und vertikaldrehbar, zwischen den beiden Pontons angeordnet. Die Schüttrinne mündet seitlich aus und kann um einen bestimmten Winkel horizontal gedreht werden. Die seitlich angeordnete Transportvorrichtung besteht aus einem 51,5 m langen Ausleger, an dem zu beiden Seiten über die ganze Länge je eine Laufschiene angebracht ist, die als Fahrbahn für die Laufkatze je eines hängend ausgeführten Kippwagens dient. Die Fahrbewegung dieser Kippwagen wird mittels maschinell betriebenen Seilzuges bewerkstelligt, wodurch ermöglicht wird, den Wagen beliebig weit auszufahren und ihn nach erfolgter Entleerung wieder unter die drehbare Schüttrinne zurückzubefördern. Die Kippung des Wagens geschieht durch Auslösen einer Arretiervorrichtung an demselben

mit Hilfe eines Anschlages, der verschiebbar am Ausleger befestigt und mittels von Hand bedienten Seilzuges an jede Stelle der Fahrbahn gebracht werden kann. Das Zurückkippen des entleerten Wagens erfolgt selbsttätig, und zwar hervorgerufen durch die Richtungsänderung des Seilzuges.

Der Arbeitsvorgang beim Betrieb des Schutenentleerers ist folgender: Das Becherwerk nimmt aus der zwischen beide Tragschiffe gefahrenen Baggerschute das Baggergut auf und schüttet es auf die seitlich mündende horizontal drehbare Schüttrinne. Von dieser gelangt das Material weiter in den Kippwagen der einen Fahrbahn, der nach erfolgter Füllung weggefahren wird. Gleichzeitig dreht sich

die Schüttrinne über den bereitstehenden Kippwagen der zweiten Fahrbahn. Bevor letzterer jedoch ganz gefüllt ist, kehrt der erste Wagen, nachdem sein Inhalt an der gewünschten Stelle der Fahrbahn zur Ausschüttung gelangt ist, nach seinem Ausgangspunkt zurück. Dies eben beschriebene Spiel wird von den beiden Wagen abwechselnd ausgeführt. Es befindet sich somit immer einer derselben unter der

Schutenentleerer III (Laufkatze mit Kippwagen).

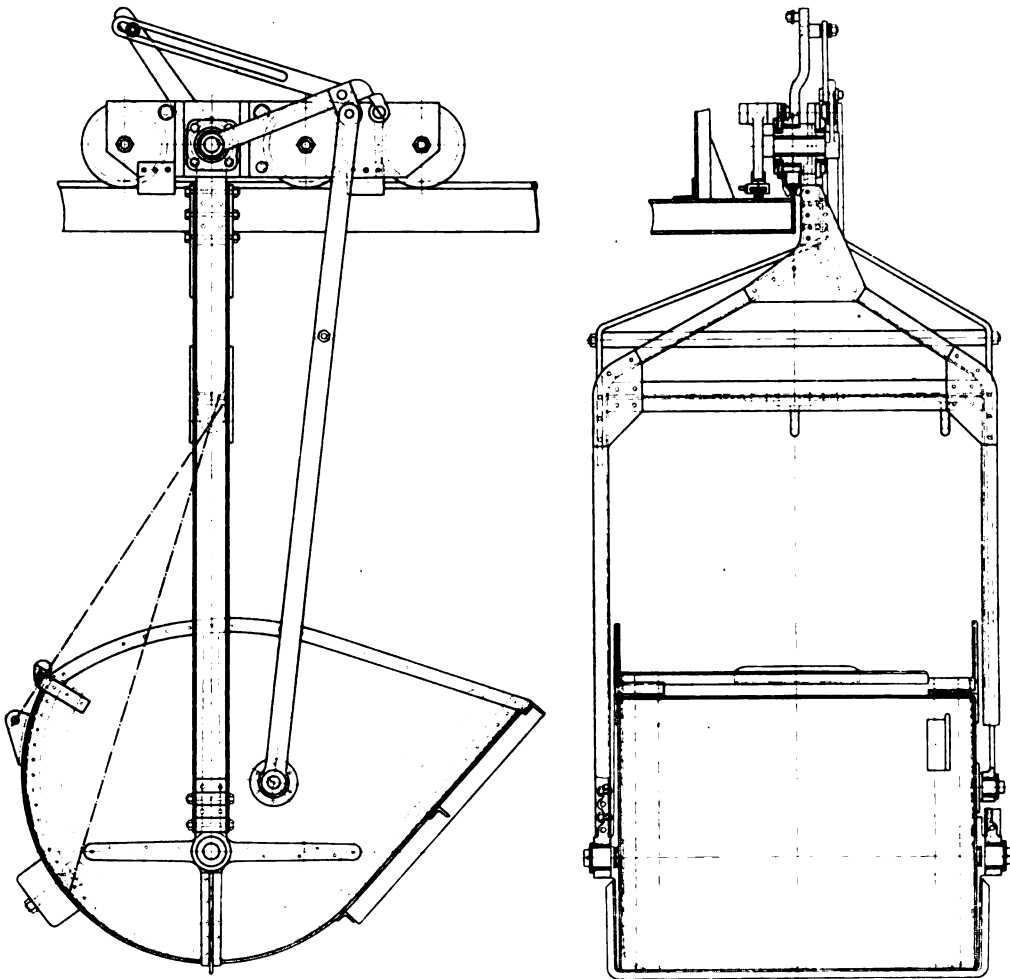


Fig. 62.

Schüttrinne, so daß auf diese Weise die ständige Abfuhr des von dem ununterbrochen arbeitenden Becherwerk geförderten Baggergutes erfolgt.

Fig. 61 zeigt einen Kippeimer während der Ausschüttung seines Inhalts. Aus Fig. 62 sind die Konstruktionseinzelheiten der Laufkatze und des Kippgefäßes

zu erkennen. Das Kippgefäß hat einen Inhalt von 2,2 cbm. Mit Sand gefüllt repräsentiert es einschließlich der Laufkatze ein Gewicht von annähernd 5,8 t. Die Geschwindigkeit der Laufkatze beträgt 2 m in der Sekunde. Die Triebwerke der beiden Kippwagen sind völlig unabhängig voneinander. Die zur Steuerung der Wagen und Schwenkung der Schüttrinne dienenden Hebel sind sämtlich an einer Stelle auf der hinteren Überbrückung vereinigt, von wo aus das Füllen und Entleeren der Wagen leicht übersehen werden kann. Von derselben Stelle aus erfolgt auch das Einstellen der die Kippung der Wagen verursachenden Anschläge.

Die übrigen Einrichtungen dieses Schutenentleerers entsprechen den bei

Schutenentleerer I.

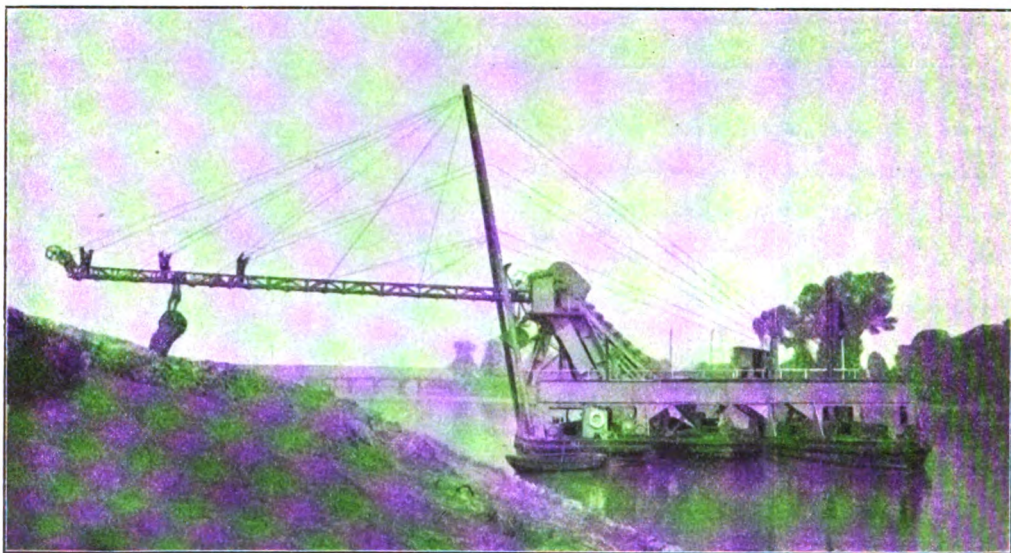


Fig. 63.

solchen Geräten üblichen. Die zum Heben der Eimerleiter, zum Bewegen der Baggerschuten dienenden Winden erhalten ihren Antrieb von der Hauptmaschine aus. Nur für die zur Verankerung und Fortbewegung des ganzen Gerätes dienenden Ankerketten sind zwei von der Maschine unabhängige Dampfwinden vorgesehen.

Von der beschriebenen Art sind bereits drei Schutenentleerer, und zwar Nr. I, III und IV, im hamburgischen Baggerbetriebe tätig. Der zuerst gebaute Schutenentleerer Nr. 1, Fig. 63, hat bedeutend geringere Abmessungen als Nr. III und IV. Die nutzbare Länge seines Auslegers beträgt nur 25 m. Auch die Anordnung seiner Eimerleiter ist eine andere als bei den später gebauten Apparaten.

Die Leiter ist quer zu den Tragschiffen und zu der zu entleerenden Baggerschute gestellt.

Auf Grund der mit diesen Schutenentleerern während nunmehr vier Betriebsjahren gemachten Erfahrungen können dieselben als durchaus bewährte Neukonstruktionen bezeichnet werden. Abgesehen von ihren mäßigen Beschaffungskosten fordern sie auch für ihre Unterhaltung und ihren Betrieb nur geringe Aufwendungen. Als großer Vorteil hat sich herausgestellt, daß sie sowohl sehr dünnflüssiges als andererseits auch steiniges Baggergut fördern können und daß mit ihnen die Ausführung beliebiger Deichprofile mit dem geringsten Aufwand menschlicher Arbeitskräfte möglich ist. Die Kosten für den Kubikmeter gefördertes Baggergut betragen bei voller Ausnutzung des Apparates 10—15 Pf., je nach Transportweite und Beschaffenheit des Baggerbodens.

Die Möglichkeit, die Kippwagen an jeder beliebigen Stelle des Auslegers entleeren zu können, hat sich auch mit Rücksicht auf gewisse andere durch die besonderen örtlichen Verhältnisse bedingte Umstände als ein erheblicher Vorteil dieser Schutenentleerer herausgestellt. Infolge des vielfach moorigen Untergrundes des zur Aufhöhung durch Baggerboden bestimmten Geländes ist es nicht unbedenklich, längs der dieses Gelände durchziehenden Kanäle hohe Sanddämme anzuschütten. Um das erhebliche Gewicht dieser Dämme aufzunehmen, reicht die Tragfähigkeit des durch den Kanalaushub in seinem Gleichgewicht gestörten Untergrundes oft nicht aus, so daß ein seitliches Ausweichen desselben, in der Regel nach der Kanalseite hin, erfolgt. Die Beseitigung der durch solche Erdrutschungen entstandenen Schäden ist meistens mit ganz erheblichen Unkosten verbunden. Zum Teil wurde das Eintreten von Rutschungen durch gewisse Unvollkommenheiten der zur Herstellung der Dämme dienenden Hängebahnen begünstigt. Mit diesen vermochte man wohl genügend hohe Dämme zu schütten, die Böschungen derselben fielen jedoch sehr steil ab, woraus sich eine geringe Fußbreite des Dammes und damit eine hohe spezifische Belastung des Untergrundes ergab. Seitdem es jedoch möglich ist, mit den Schutenentleerern gleich von vornherein eine nach dem Kanalufer flach verlaufende Deichböschung herzustellen, wodurch eine günstigere Verteilung des Bodendrucks erzielt wird, sind Erdrutschungen in den Kanal hinein zur Seltenheit geworden.

Eine von der vorhergehend beschriebenen abweichenden Bauart zeigt der in Fig. 64—66 dargestellte „Schutenentleerer II“. Dieser besteht gleichfalls aus zwei durch Eisenkonstruktion miteinander verbundenen Tragschiffen, deren Zwischenraum zur Aufnahme der zu entleerenden Baggerschuten dient. Das Löschen des Baggergutes geschieht hier aber mittels eines Einseilgreifers, der in den Laderaum

der Schute hinabgelassen wird und sich selbsttätig füllt, ähnlich wie dies bei den Greifbaggern bereits beschrieben ist. Hierauf wird der Greifer gehoben und mittels einer Laufkatze auf dem seitlichen Ausleger des Apparates verfahren. Durch einen

Schutenentleerer II.

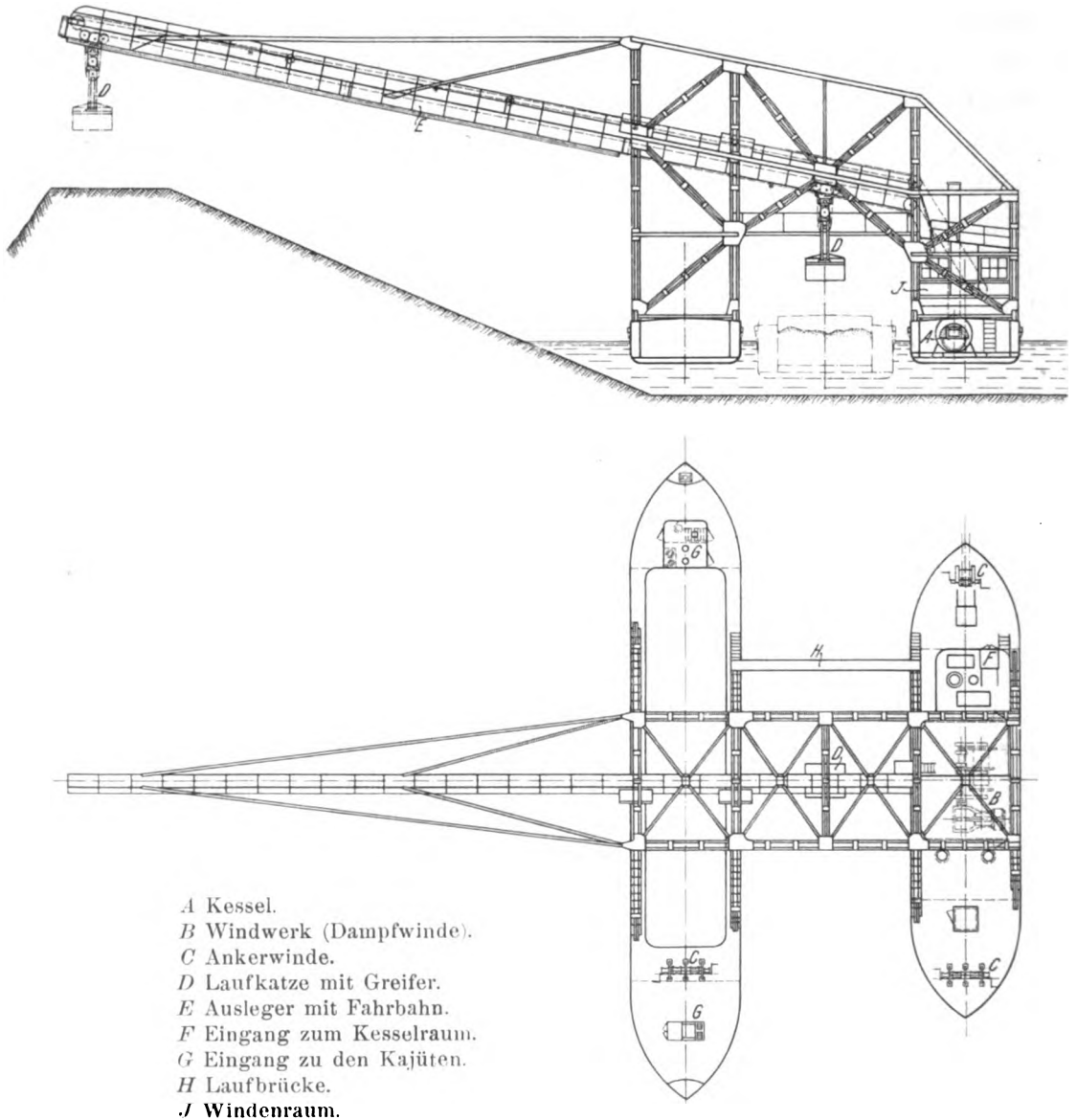


Fig. 64.

nach jeder Stelle des Auslegers verschiebbaren Anschlag wird der Greifer selbsttätig geöffnet und entleert. Dieser Schutenentleerer ist besonders gut geeignet, alles mit Unrat, Steinen, Drahtseilen stark vermischte Baggergut zu löschen.

Schutenentleerer II.

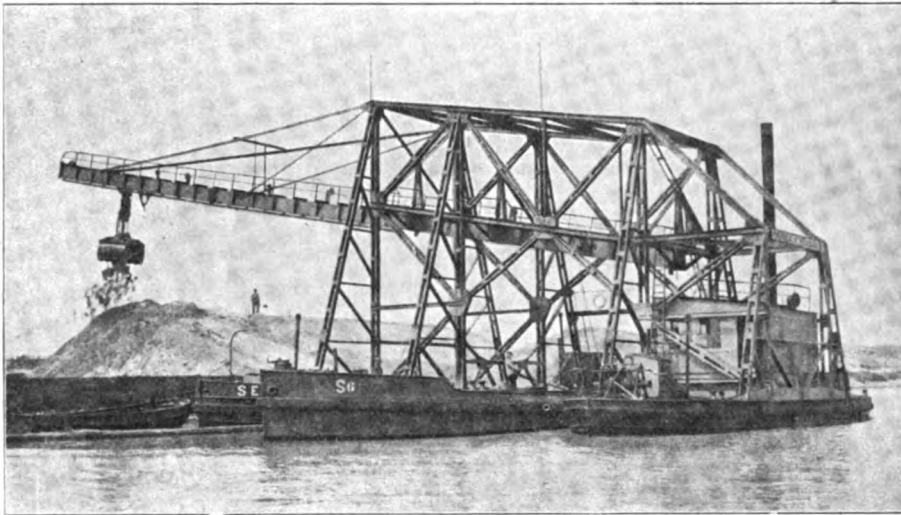


Fig. 65

Schutenentleerer II.



Fig. 66.

Für wässeriges, flüssiges Material kommt er weniger in Betracht, da hierfür das Greifergefäß nicht dicht genug hergestellt werden kann. Einige Neuerungen, die sich für die Leistungsfähigkeit und Haltbarkeit des Greifergefäßes als sehr vorteilhaft herausgestellt haben, bestehen in der wellenförmigen Ausbildung der Greiferschneide und in der Anordnung von Verstärkungsblechen in der Mitte der Greiferschaufeln (Fig. 66), durch die eine zu starke Bieungsbeanspruchung der Schneiden vermieden wird.

Was schließlich das Löschen des Baggergutes mittels der Hängebahnen anbelangt, so ist zu erwähnen, daß dieses Verfahren nur noch für solche Arbeiten

Hängebahnkranbrücke.

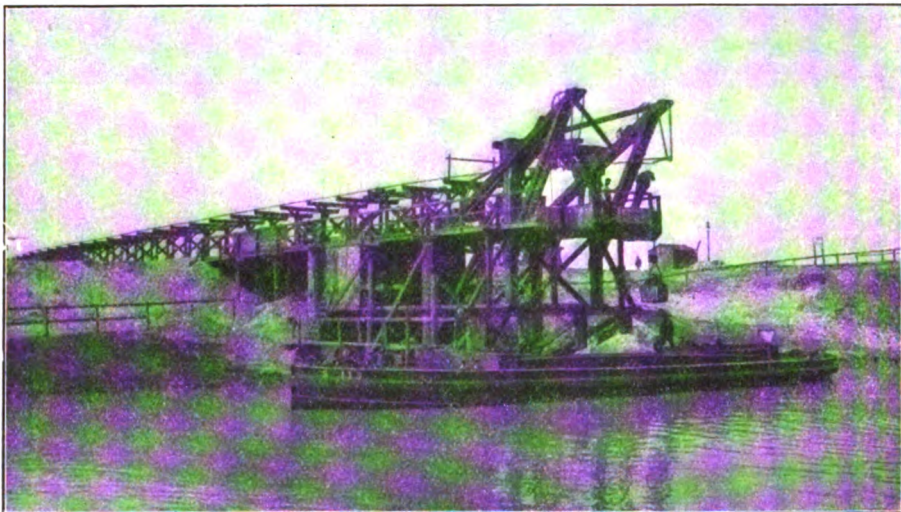


Fig. 67.

zur Anwendung kommt, deren Ausführung durch Schutenentleerer nicht möglich ist, wie z. B. das Bedecken der durch Schutensauger aufgehöhten Landflächen mit Kleiboden zwecks Verhinderung von Sandverwehungen. In Fig. 67 ist eine Hängebahnkranbrücke abgebildet. Zur Beförderung des Baggergutes dienen Hängebahnwagen von 0,25 cbm Inhalt, welche in die zu entleerende Schute herabgelassen und dort mit Handschaufeln gefüllt werden. Nach erfolgter Füllung werden sie maschinell aufgewunden und in das auf Holzböcken montierte, aus Flacheisen-schienen hergestellte Gleis eingehängt. Von da wird der Wagen entweder von Hand weitergeschoben oder bei großen Entfernungen auch mittels eines maschinell angetriebenen Seilzuges weitergefördert. Da für den Betrieb einer Hängebahnbrücke 10—14 Mann erforderlich sind, die bei angestrenzter Arbeit höchstens

Peildampfer „Schaarhörn“.

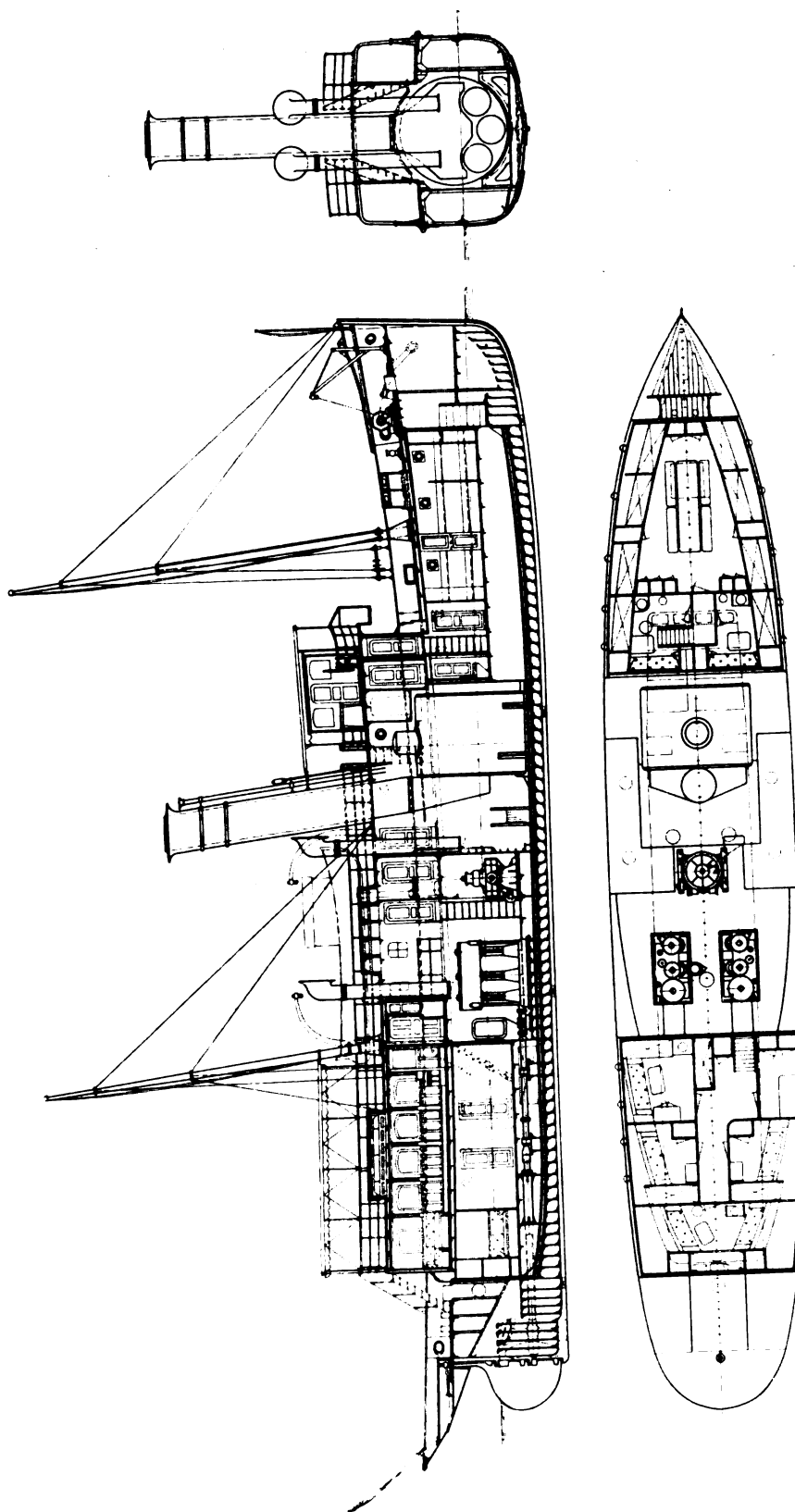


Fig. 68.

200 cbm Baggerboden in 10 Stunden zu löschen vermögen, stellt sich der Hängebahnbetrieb je nach Umständen zwei bis dreimal so teuer, wie das Löschen mittels Schutenentleerern.

Außer den im Vorstehenden beschriebenen zum Baggern, Transport und Löschen des Baggergutes dienenden Geräten erfordert der Betrieb noch eine Reihe von Fahrzeugen und Einrichtungen für besondere Zwecke. Von diesen mögen im folgenden nur die wichtigsten hervorgehoben sein. Hierzu gehören vor allem die Peilfahrzeuge.

Um sich ein genaues Bild von dem jeweiligen Zustand des Fahrwassers machen zu können, sind fortwährende Peilungen der Wassertiefe erforderlich, namentlich

Peildampfer „Schaarhörn“.

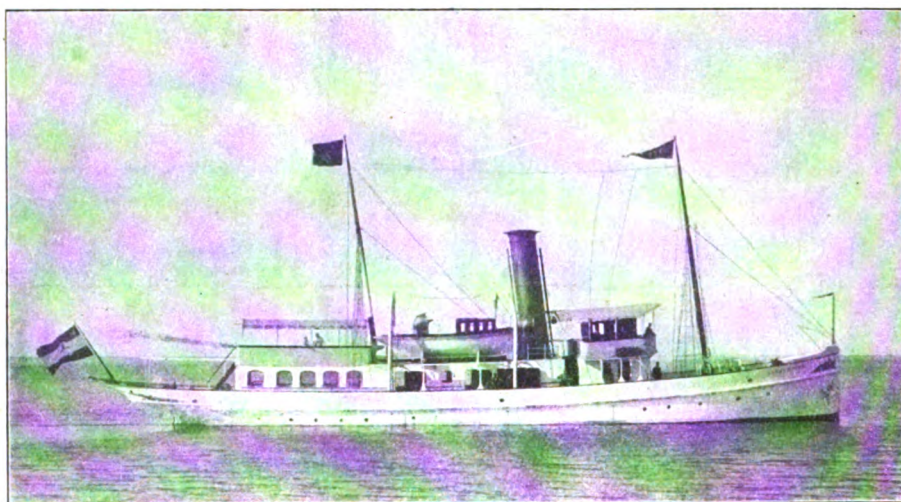


Fig. 69.

in denjenigen Teilen des Flußlaufes, die erfahrungsgemäß eine Neigung zur Versandung zeigen. Die Peilungen werden unter Aufsicht eines eigens hierzu bestellten Beamten in der Regel von kleinen Ruderbooten aus mit dem Loot ausgeführt. Für die Peilungen im unteren Flußlauf der Elbe und in deren Mündungsgebiet sind allerdings einfache Boote nicht mehr ausreichend. Dort werden die notwendigen Peilarbeiten durch zwei Dampffahrzeuge besorgt. Bei dem neueren dieser beiden Schiffe, dem Dampfer „Schaarhörn“, Fig. 68 und 69, sind besondere Maßnahmen getroffen worden, um die beim Peilen so störenden Schlingerbewegungen des Schiffes zu dämpfen. Zu diesem Zweck ist das Schiff mit einem Schlickschen Schiffskreisel ausgerüstet worden, der in den Fig. 70 und 71 dargestellt ist. Der

Schiffskreisel ist nach meinen Angaben auf der hamburgischen Staatswerft im Jahre 1909 gebaut worden. Von anderen Ausführungen unterscheidet er sich hauptsächlich dadurch, daß sein Antrieb und die Dämpfung seiner Schwingungen elektrisch erfolgt. Die Kreiselscheibe, die aus Stahlguß hergestellt ist und eine Umlaufzahl von 2000 in der Minute hat, ist in ein vollkommen dichtes Gehäuse aus Stahlguß eingekapselt. Sämtliche Lager sind Kugellager. Da der Widerstand der in Rotation befindlichen Kreiselscheibe hauptsächlich in Lagerreibung besteht und diese durch Verwendung von Kugellagern auf das geringstmögliche Maß reduziert ist, ergab sich im Betrieb der außerordentlich geringe Kraftbedarf des Kreisels von 4,5 PS. Neuartig ist bei diesem Schiffskreisel die Einrichtung zum Dämpfen der Kreiselerschwingungen. Sie besteht aus dem am Kieselgehäuse befestigten Zahnsegment K, das die Pendelungen des Kreisels zunächst auf den Trieb L und damit auf die eigentliche Bremse M, die als Lamellenbremse ausgeführt und symmetrisch zum Trieb L angeordnet ist, überträgt. Das Zusammenpressen der einzelnen Lamellen zwecks Hervorrufung der Bremswirkung erfolgt nicht, wie sonst bei derartigen Bremsen üblich, auf mechanische Weise mit Hilfe von Hebeln oder Gewindespindeln, sondern durch elektrischen Strom, welcher von der kleinen Hilfsdynamomaschine N geliefert wird, die ihren Antrieb gleichfalls von dem hin- und herschwingenden Kieselgehäuse erhält. Die einzelnen Lamellen der Bremse sind aus Eisen hergestellt und von einer gemeinsamen Drahtspule umgeben. Sobald durch diese ein elektrischer Strom geschickt wird, ziehen sich die einzelnen Lamellen gegenseitig an und es entsteht hierdurch eine Flächenpressung, die durch andere Mittel kaum ebenso einfach erreicht werden dürfte. Um eine hohe magnetische Induktion zu erzielen, ist für Eisenrückschluß der Kraftlinien gesorgt, und zwar durch Einschluß der Lamellen nebst ihrer Spule in ein gußeisernes Gehäuse. Jede einzelne Pendelung des Kreisels hat einen synchron mit derselben verlaufenden Stromstoß der kleinen Hilfsdynamo, deren Magnetwicklung durch Primärstrom dauernd erregt bleibt, und somit die Magnetisierung der Bremse zur Folge, wo-

Peildampfer „Schaarhorn“.
(Schiffskreisel)

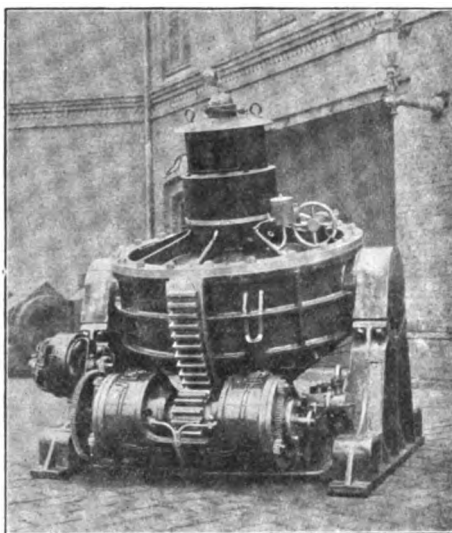


Fig. 70.

Peildampfer „Schaarhorn“ (Schiffskreisel).

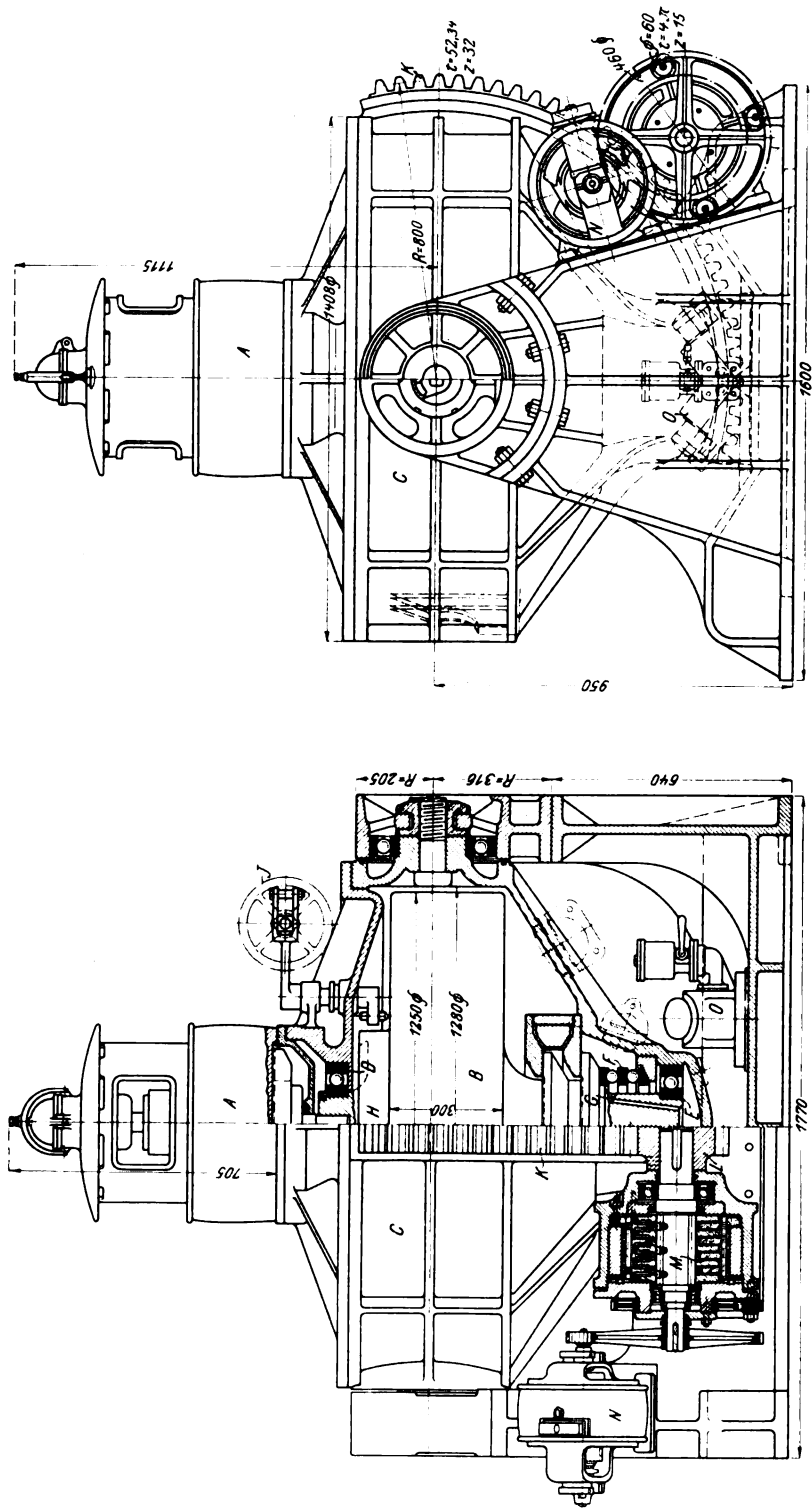


Fig. 71.

durch eine Dämpfung der Kreiselschwingungen erzielt wird, die der Wirkung von Flüssigkeitsbremsen vollständig gleichkommt.

Außer einer schätzenswerten Einfachheit und Betriebssicherheit hat diese elektrisch betätigte Lamellenbremse die Eigenschaft der bequemen Regulierfähigkeit zwecks Anpassung der Bremswirkung an den jeweils herrschenden Seegang. Durch Veränderung der Feldstärke der Hilfsdynamo ist man ohne weiteres in der Lage, jede beliebige Bremswirkung zu erzielen bzw. diese so einzustellen, daß der Kreisel genügend große Ausschläge ausführt und möglichst viel Arbeit in der Bremse vernichtet wird.

„Johannes Dalmann“.



Fig. 72.

Die praktischen Versuche mit dem Schiffskreisel des Dampfers „Schaarhorn“ haben ergeben, daß Schwingungen des Schiffes bis etwa 10° nach beiden Seiten auf den dritten Teil ihrer Amplitude gedämpft werden können. Eine stärkere Wirkung des Kreisels zu erzielen, war nicht beabsichtigt, weil die Peilarbeiten bei ganz schlechtem Wetter sowieso unterbrochen werden müssen.

Von besonderer Wichtigkeit für die ordnungsmäßige Abwicklung des Baggerbetriebes ist ferner die ständige Kontrolle desselben. Da die Bagger und sonstigen Geräte über eine mehr als 100 km lange Flußstrecke zerstreut liegen, sind zur Bereisung dieses weitläufigen Arbeitsfeldes schnelllaufende Dampfer und Barkassen erforderlich. Für größere Inspektionsfahrten wird der in Fig. 72 abgebildete Dampfer „Johannes Dalmann“ benutzt. Dieser Dampfer dient auch gelegentlich zu Repräsentationszwecken.

Für kleinere Fahrten und den persönlichen Gebrauch der Betriebsbeamten sind die Barkassen bestimmt, die zum Teil mit Benzinmotoren, größtenteils jedoch mit Dampfmaschinen ausgerüstet sind.

Barkasse „Strom- und Hafenbau III“. (Mit Wasserrohrkessel ausgerüstet.)



Fig. 73.

Dampfbarkasse „Strom- und Hafenbau I“.



Fig. 74.

In den Fig. 73 bis 75 sind einige dieser Barkassen abgebildet. Soweit es sich um Dampfbarkassen handelt, sind sie durchweg mit Compoundmaschinen ausgerüstet. Fig. 76 zeigt die typische Bauart dieser Maschinen. Als Barkaßkessel kamen bisher ausschließlich nur Lokomotivkessel oder kleine Zylinder-

Dampfbarkasse „Fliege“.



Fig. 75.

Barkassmaschine.

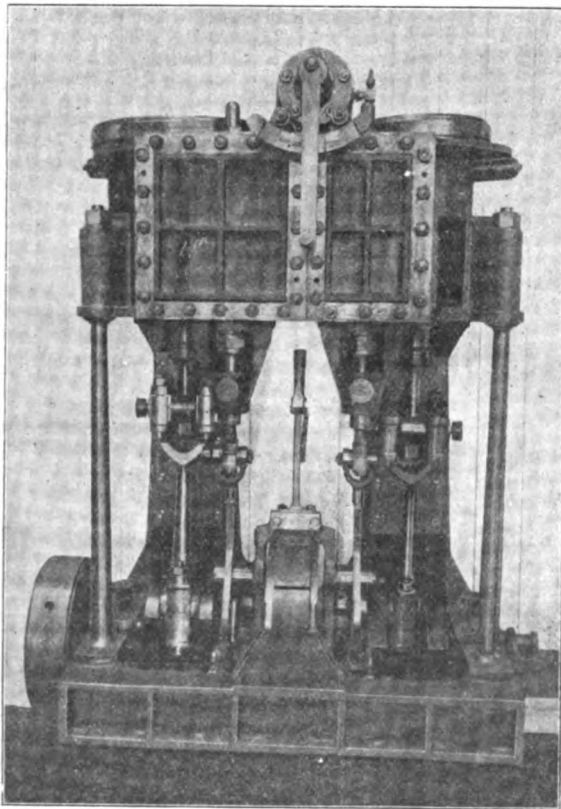


Fig. 76.

kessel mit durchschlagender Flamme zur Verwendung. Da diese Kessel sehr schwer sind und außerdem reichlich viel Platz beanspruchen, sind seit einigen Jahren auch Wasserrohrkessel mit gutem Erfolge zur Einführung gelangt. Fig. 77—79 zeigt den mit Überhitzer versehenen Wasserrohrkessel der Barkasse „Strom- und Hafenbau Nr. III“, der nach dem mir erteilten D.R.P. Nr. 236 388 ausgeführt ist. Die besondere Bauweise dieses Kessels war bedingt zunächst durch das Bestreben, die äußeren Abmessungen des Kessels möglichst zu beschränken. Dann hat aber die gewählte Anordnung der drei Wasserkammern noch den weiteren großen

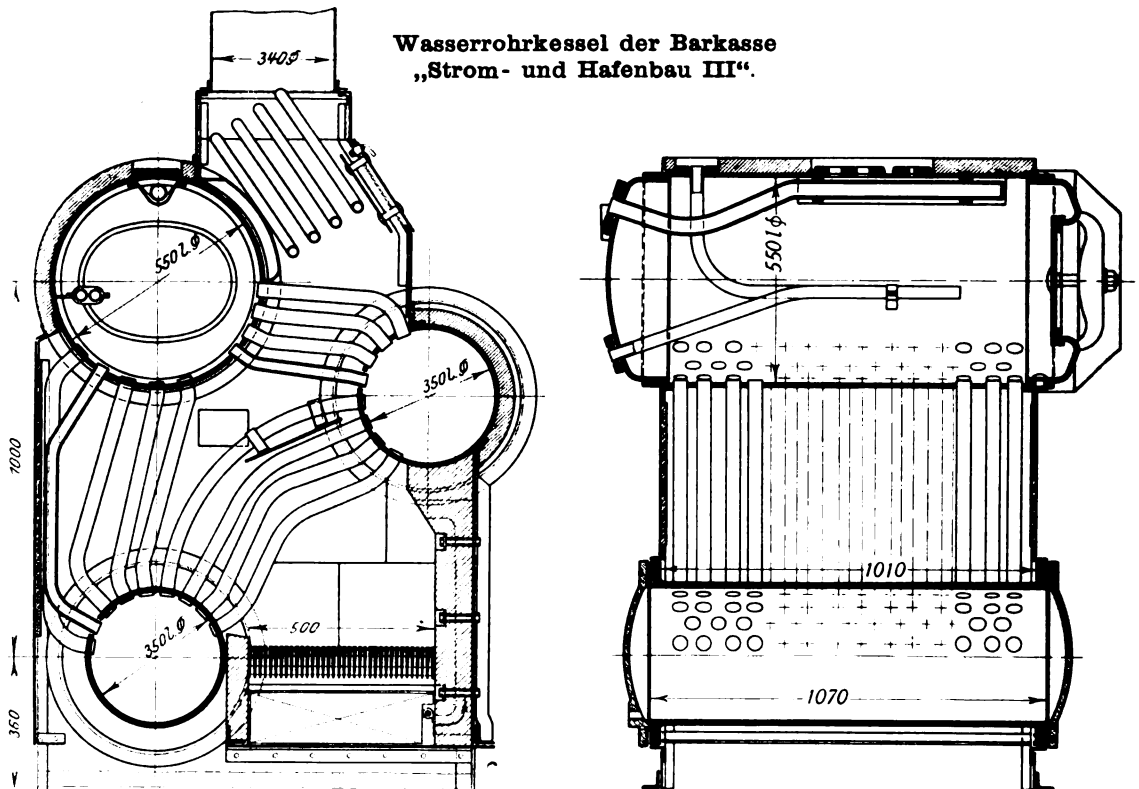


Fig. 77.

Vorteil, daß sie eine starke Wasserzirkulation im Innern des Kessels herbeiführt. Die Erfahrungen, die mit zwei dieser Kessel während einer vierjährigen Betriebszeit gemacht wurden, sind durchaus zufriedenstellend. Abgesehen von der erheblichen Raumersparnis, die der Schiffslänge nach bei einem Kessel von 10 qm Heizfläche gegenüber einem Lokomotivkessel schon 1 m beträgt, zeichnet sich der Kessel besonders auch dadurch aus, daß er außerordentlich leicht zu reinigen ist, ein Umstand, der bei so kleinen Ausführungen sehr ins Gewicht fällt. Trotzdem

dieser Wasserrohrkessel mit gewöhnlichem Elbwasser, das nur einen einfachen Filtertopf passiert, gespeist wird, zeigen sich bei den alle sechs Wochen vorgenommenen Kesselreinigungen nur geringe Mengen festsitzenden Kesselsteins. Die mit dem Wasser in den Kessel gelangenden gelösten und ungelösten festen Bestandteile können sich infolge der lebhaften Wasserzirkulation nur schwer in den Rohren festsetzen. Sie sammeln sich daher als loser Schlamm hauptsächlich im Unterkessel an, wo sie keinen Schaden anrichten können. Die geringen an den Rohren festhaftenden

**Wasserrohrkessel für Barkassen
(bekleidet).**

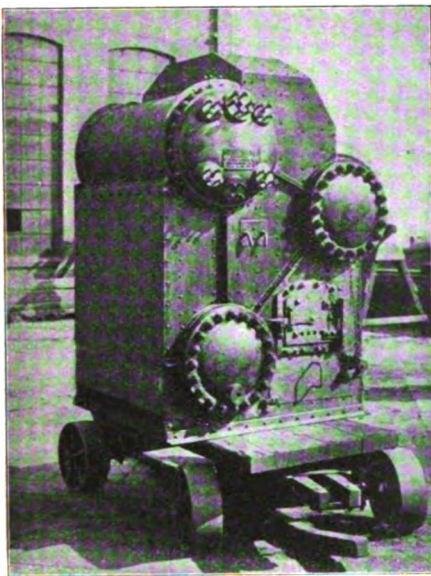


Fig. 78.

**Wasserrohrkessel für Barkassen
(unbekleidet).**

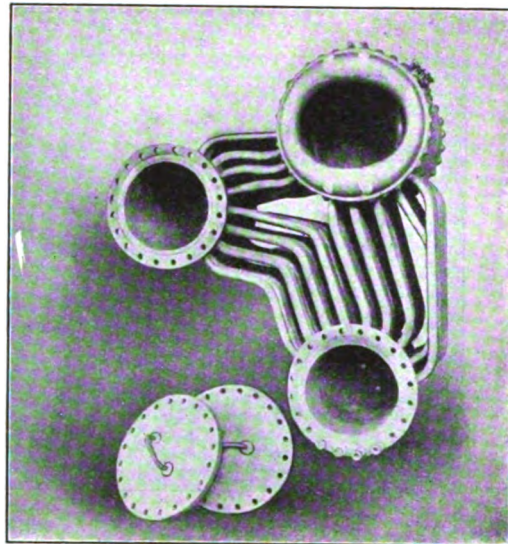


Fig. 79.

Bestandteile werden mittels eines schnell rotierenden, mit Spielraum in die Rohre passenden kugelförmigen Fräasers entfernt.

Um die auf der Elbe liegenden Bagger und sonstigen bemannten Fahrzeuge mit frischem gesunden Trinkwasser zu versehen, sind beständig zwei mit Wassertanks versehene „Wasserboote“ unterwegs. Das größere dieser beiden selbstverständlich mit Dampfmaschine ausgerüsteten Fahrzeuge (Fig. 80 und 81) hat außerdem noch eine kräftige Pumpenanlage an Bord, die einerseits zum Ausspülen der im Grunde stecken gebliebenen, von abgebrochenen Pfählen herrührenden Pfahlstummel dient und die andererseits auch zu Bergungs- und Feuerlöschzwecken Verwendung finden kann.

Eine beständig gebrauchte und für den Baggereibetrieb ganz unentbehrliche Einrichtung ist der „Staatstaucher“. Die Taucher führen ihre Arbeiten entweder mit dem Taucherhelm oder auch mit der Taucherglocke aus. Letzteres aus dem Jahre 1845 stammende Gerät ist schon über die Grenzen Hamburgs hinaus in Wirksamkeit getreten. Im Jahre 1849 half die Taucherglocke die Überreste des in der Eckernförder Bucht infolge einer Pulverexplosion zerstörten dänischen Kriegsschiffes „Christian VIII“ bergen. Die Taucherglocke, deren ursprüngliche Form die nach einem gut erhaltenen naturgetreuen Modell hergestellte Fig. 82 zeigt, wurde im Jahre 1880 unter Wiederverwendung der eigentlichen Glocke und der

„Wasserboot II“ mit Pfahlspüleinrichtung.

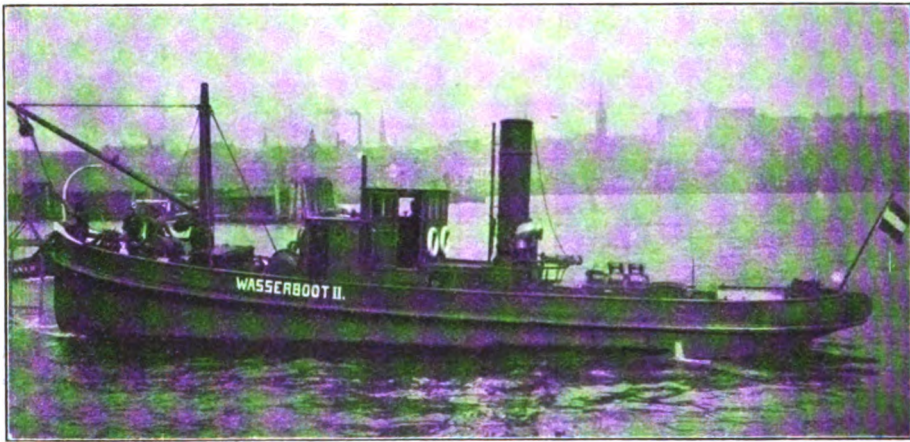


Fig. 80.

Luftpumpe umgebaut. Das hölzerne Tragschiff wurde hierbei durch ein eisernes ersetzt. Außer für Taucherzwecke wird die Taucherglocke auch noch als Schwimmkran verwendet, Fig. 83. Die zur Bedienung der 5845 kg schweren Glocke an Bord befindliche Dampfwinde ist imstande, außer der Glocke eine Nutzlast von 20 t zu heben.

Wie aus den Tabellen ersichtlich, verfügt der Baggereibetrieb heute im ganzen über rund 300 Fahrzeuge, wovon 65 mit Dampfmaschinen und Kesseln ausgerüstet sind. Zur Reparatur und Instandhaltung dieses großen Schiffsparks und der sämtlichen übrigen Fahrzeuge der Strom- und Hafenbauverwaltung dient eine eigens dafür eingerichtete Staatswerft. Diese auf der Steinwärders Seite gelegene Werft beschäftigt im Winter während der Hauptreparaturperiode etwa 180—190 Arbeiter. Sie ist nicht nur mit den neuesten Einrichtungen der Werkstatttechnik, wie Patent-slip, Dampfhammer, Preßluft, ausgerüstet, sondern sie verfügt auch über besondere

„Wasserboot II“ mit Pfahlspüleinrichtung.

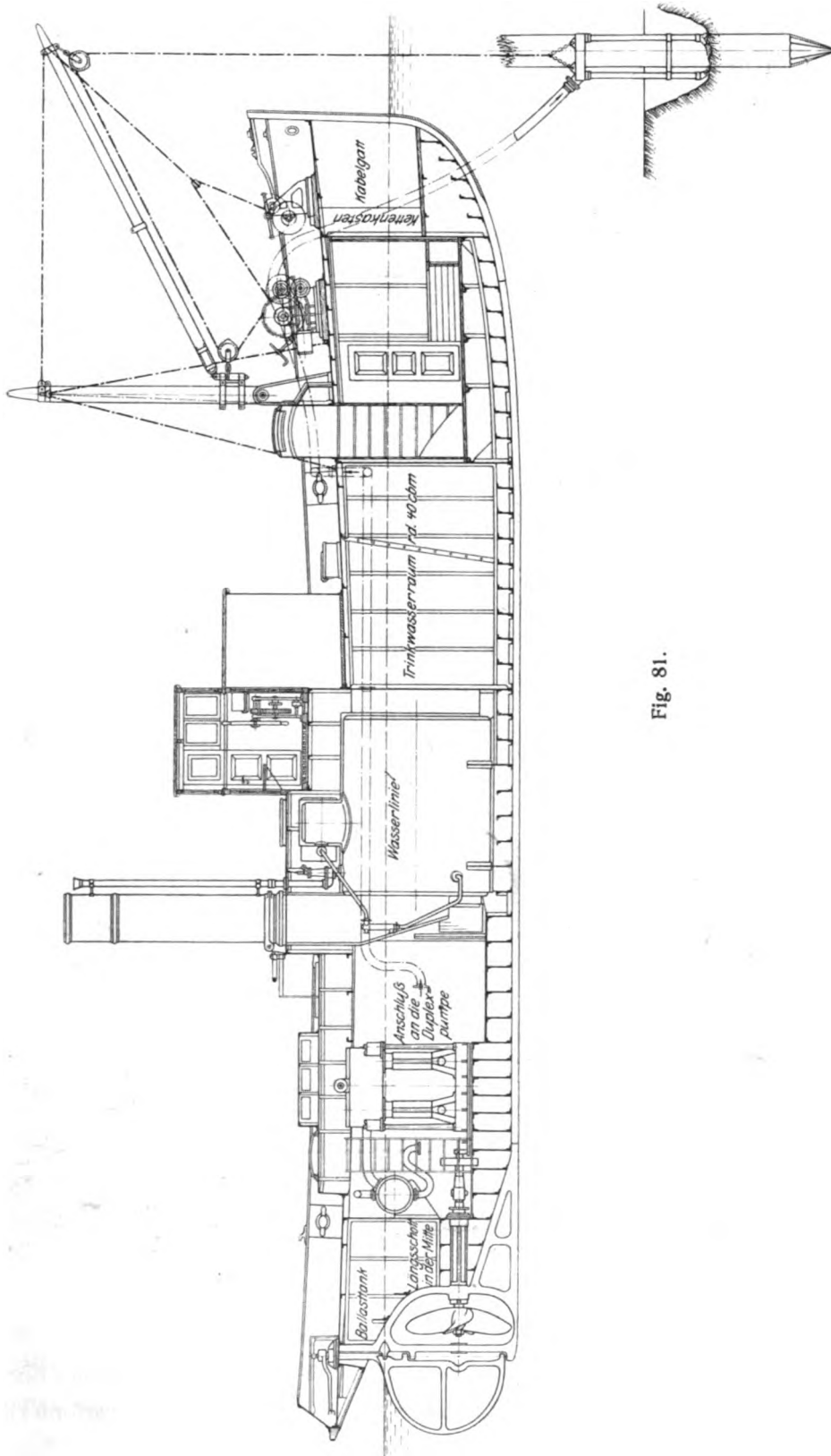


Fig. 81.

Spezialwerkzeugmaschinen, wie hydraulische Pressen, Büchsenpressen, Hobelmaschinen usw., die zur Bearbeitung der meist sehr schweren Baggerkonstruk-

Alte Taucherglocke.

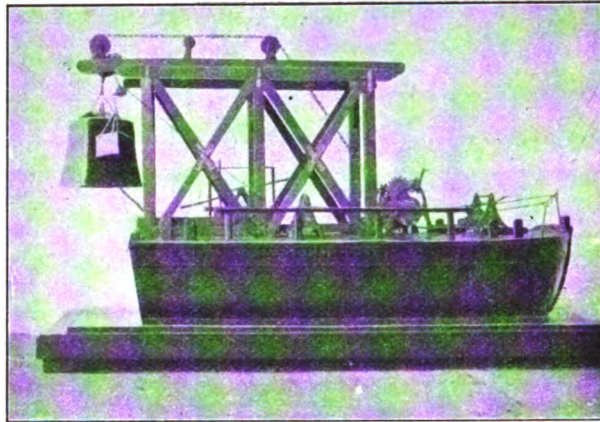


Fig. 82.

Taucherglocke.

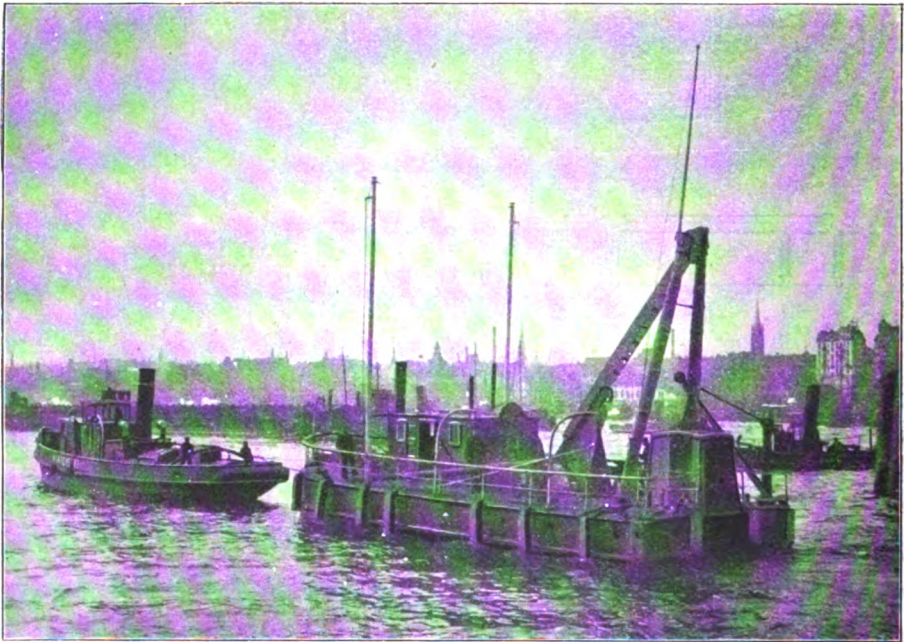


Fig. 83.

tionsteile erforderlich sind. Wegen ihrer besonderen Einrichtungen, die der Eigenart des Baggerebetriebes angepaßt sind, ist die Staatswerft imstande, die erforderlichen

Reparaturen an Baggern und Baggergeräten schneller und billiger auszuführen als Privatwerften.

Für die Unterhaltung und den Betrieb der Bagger und Fahrzeuge sind ferner eine große Menge der verschiedensten Materialien erforderlich, die zur sofortigen Verwendung bereit gehalten werden müssen. Hierzu dienen die Materiallager auf der Staatswerft und am Grevenhof. Für die Qualitätsprüfungen der meist auf dem Wege der öffentlichen Ausschreibung beschafften Materialien sind, soweit dies erforderlich ist, besondere Einrichtungen getroffen. So z. B. werden die Heizwerte der Kohlen einer beständigen Kontrolle mittels Calorimeter und Berthelot-scher Bombe unterzogen. Bei wesentlicher Unterschreitung der kontraktlich festgelegten Mindestheizwerte werden dem Kohlenlieferanten entsprechende Abzüge gemacht.

Die Zahl der im Baggereibetriebe beschäftigten Personen beträgt einschließlich der 76 Beamten während der Hauptarbeitsperiode über 1000. Von diesen befinden sich weitaus die meisten an Bord der Fahrzeuge. Die Zahl der Arbeiter hat trotz der bedeutend gesteigerten Leistungsfähigkeit der Baggerei gegen früher nicht zugenommen, da infolge der Einführung der Schutensauger und Schuten-entleerer menschliche Arbeitskräfte nur noch in geringerem Umfange erforderlich sind.

III. Die zukünftigen Aufgaben des hamburgischen Baggereiwesens.

So günstig auch durch den Ausbau der Ufer, durch Anlage von Parallelwerken oder von Buhnen auf den Zustand des Elbflußbettes eingewirkt werden kann, so wird es doch nicht möglich sein, mit derartigen Maßnahmen allein die Erhaltung und weitere Vertiefung des Fahrwassers zu bewirken. Stets werden eine größere Anzahl Bagger tätig sein müssen, um unvermeidliche Versandungen des Flußbettes zu entfernen. Auch in den ausgedehnten Hafenbecken, in die bei jeder Flut große Wassermengen einströmen, ist dauernd mit Schlickablagerungen zu rechnen, die nur durch fortgesetzte Baggerungen entfernt werden können. Der Umfang der jedes Jahr zu erledigenden Baggerungen ist daher im wesentlichen gegeben durch die Menge des im Fahrwasser und in den Häfen sich absetzenden Sandes und Schlicks. Diese Ablagerungen dürfen naturgemäß nirgendwo eine derartige Höhe erreichen, daß die Interessen der Schifffahrt hierdurch eine Schädigung erleiden. Es macht keine Schwierigkeiten, mit den z. Zt. zur Verfügung stehenden Baggern dieser Aufgabe unter normalen Verhältnissen gerecht zu werden. Allerdings macht die infolge der ständigen Zunahme der Größe und des Tiefgangs der Seeschiffe von Zeit zu Zeit erforderlich werdende Vertiefung des

(Fortsetzung des Textes Seite 392.)

Tabelle I a.

Lfd. Nr.	Name des Baggers	Bau- jahr	Erbauer des Baggers	Baukosten	Leistung in der Stunde
				M.	cbm
1	(Bagger II)	1833	Schiff: P. H. T. Richters, Hamburg Maschine, Baggereinrichtung Hunter & English, London	—	—
2	(Bagger I)	1837	Schiff: Maschine, Baggereinrichtung: Brereton & Vernon, Hull	—	—
3	(Bagger III)	1845	Schiff: J. H. v. Somm, Hamburg Maschine, Baggereinrichtung: Bulton & Watt	100 000	—
4	(Bagger IV)	1859	Reiherstieg Schiffswerfte, Hamburg	195 000	136
5	Bagger V	1862	Reiherstieg Schiffswerfte, Hamburg	114 000	175
6	(Bagger VI)	1868	C. Waljen & Co., Bremen	86 200	80
7	Bagger I Umbau	1874 1892	J. N. Schmilinsky Söhne, Hamburg Heinr. Brandenburg, Hamburg	237 750 204 000	160 260
8	Bagger III Umbau	1874 1892	J. N. Schmilinsky Söhne, Hamburg Heinr. Brandenburg, Hamburg	237 750 204 000	160 260
9	Bagger VII	1875	Aktien-Gesellschaft „Weser“, Bremen	51 000	80
10	Bagger VIII	1877	Georg Howaldt, Kiel	57 900	90
11	Bagger II	1883	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	390 600	363
12	Bagger IX Umbau	1883 1913	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe H. C. Stülcken Sohn, Hamburg	390 600 62 000	363 363
13	Bagger IV	1894	Österr.-Nordw. Dampfsch.-Ges., Dresden	120 000	162
14	Bagger XI	1898	Howaldtswerke, Kiel	205 000	200
15	Bagger XII	1903	A.-G. „Weser“, Bremen	373 250	416
16	Bagger XIII	1903	A.-G. „Weser“, Bremen	373 250	416
17	Bagger XVI	1909	Lübecker Maschinenbau A.-G., Lübeck	378 000	468
18	Bagger XVII	1909	Lübecker Maschinenbau A.-G., Lübeck	383 000	468
19	Bagger XVIII	1911	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	88 500	122

Eimerbagger.

Größte Bagger- tiefe	Abmessungen des Schiffskörpers							Länge der Eimerkette zwischen Turas- achsen	Lfd. Nr.
	Länge auf Deck m	Breite über Spanten m	Tiefgang mit voller Aus- rüstung m	Seiten- höhe m	Länge der Bünne in der W. L. m	Breite der Bünne m	Wasserver- drängung voll aus- gerüstet cbm		
3,5	26,0	4,3	1,0	1,65	7,55	1,02	90	8,4	1
7,5	25,4	7,2 über Außenhaut	1,53	2,4	15,9	1,25	240	16,5	2
7,5	26,4	8,10 über Außenhaut	1,97	3,40	—	—	366	11,0	3
7,5	30,6	7,97	1,9	3,15	—	—	ca 430	18,5	4
7,3	33,6	7,52	1,8	2,8	18,3	1,625	400	17,94	5
6,3	28,95	5,85	1,23	2,48	14,78	1,44	165	15,76	6
9,0	33,68	8,226	1,55	2,98	20,6	1,72	340	19,9	7
12,4	43,49	8,226	2,00	2,98	20,116	1,72	620	27,0	
9,0	33,68	8,226	1,55	2,98	20,6	1,72	340	19,9	8
12,4	43,49	8,226	2,00	2,98	20,116	1,72	620	26	
6,5	10,78	6,00	1,5	2,05	10,78	1,09	82	12,5	9
6,0	16,28	5,70	1,2	2,18	13,0	1,10	93	12,42	10
11,6	44,54	8,84	2,27	3,3	20,0	1,83	775	27,25	11
11,6	44,54	8,84	2,27	3,3	20,0	1,83	775	27,25	12
14,0	48,81	8,84	2,20	3,3	24,27	1,83	800	30,75	
6,3	29,4	6,80	1,5	2,7	13,8	1,40	290	18,7	13
13,0	39,3	7,60	1,62	2,75	20,81	1,52	400	26,85	14
12,5	49,1	9,1	2,35	3,45	22,8	2,05	900	30,45	15
12,5	49,1	9,1	2,35	3,45	22,8	2,05	900	30,6	16
14,0	52,8	9,5	2,07	3,4	25,2	2,15	865	33,4	17
14,0	52,8	9,5	2,07	3,4	25,2	2,15	865	33,4	18
6	14,3	7,75	1,52	2,65	12,65	1,2	139	15,6	19
9	—	—	—	—	—	—	—	17,53	

Lfd. Nr.	Höhe der Turas- achse über Schiffs- boden m	Baggereimer			Anzahl der Schüt- tungen in d. Min.	Durch- messer der Bagger- bolzen mm	Länge der Gelenke mm	Übersetzungs- verhältnis von Maschinen- auf Turaswelle
		Anzahl	Inhalt eines Eimers cbm	Gewicht eines Eimers kg				
1	4,1	18	0,25	—	—	—	535	—
2	5,57	35	—	—	—	—	520	—
3	4,0	28	—	—	—	51	—	—
4	5,42	32	0,157	—	14,5	51	685	1: 4,55
5	4,275	29	0,215	410	13,6	60	685	1: 10,3
6	6,70	30	0,092	—	14,5	—	575	1: 11,375
7	6,9	27	0,297	—	9,0	70	810	1: 10,3
	10,8	37	0,36	705	12,15	70	810	1: 24,67
8	6,9	27	0,297	—	9,0	70	810	1: 10,3
	10,8	36	0,36	705	12,15	70	810	1: 24,67
9	4,45	32	0,072	82	18,75	38	456	1: 10
10	4,36	30	0,072	136	20,8	38	460	1: 12
11	11,8	37	0,5	995	12,1	88	830	1: 12,38
12	11,8	37	0,5	995	12,1	88	830	1: 12,38
	11,8	37	0,5	995	12,1	88	830	1: 12,38
13	7,6	30	0,215	410	12,6	60	685	1: 23,84
14	9,45	42	0,27	400	12,6	60	685	1: 23,84
15	12,3	39	0,68	1285	10,2	95	875	1: 22,03
16	12,3	39	0,68	1285	10,2	95	875	1: 22,03
17	12,4	44	0,65	1030	12,0	88	830	1: 20,43
18	12,4	44	0,65	1030	12,0	88	830	1: 20,43
19	6,0	37 u. 42	0,112	123	18,2	38	460	1: 22,64

B a g g e r m a s c h i n e							Lfd. Nr.
Art der Maschine	Ind. P.-S. bei 60 % Füllung im H.-D.	Um- drehun- gen i. d. Min.	Zylinderdurchm.			Hub mm	
			H. D. mm	M. D. mm	N. D. mm		
Wattsche Balancier - Niederdruck- maschine mit Einspritzkondensation	8	—	—	—	560	750	1
dito	20	38	—	—	600	980	2
dito	25	—	—	—	—	—	3
Einzylindermaschine mit Expansions- steuerung, Luftpumpe und Einspritz- kondensator. Umsteuerung	180	33	—	—	650	1370	4
Hochdruck-Zwillingsmaschine mit Einspritzkondensation und Kulissen- umsteuerung	80	56	2 × 290	—	—	635	5
Hochdruckmaschine mit Oberflächen- kondensation und Kulissensteuerung	42	82	285	—	—	537	6
Hochdruck - Zwillingsmaschine mit Einspritzkondensation. Seit 1892 Ste- hende Dreifach-Expansionsmaschine mit Oberflächenkondensation. Nicht umsteuerbar	124 208	46 120	2 × 350 250	— 390	— 600	710 600	7
dito	124 208	46 120	2 × 350 250	— 390	— 600	710 600	8
Einzylinder-Hochdruckmaschine ohne Kondensation. Umsteuerbar	25	75	265	—	—	535	9
Einzylinder-Hochdruckmaschine mit Einspritzkondensation. Umsteuerbar	39,5	100	285	—	—	460	10
Stehende Zweifach - Expansionsma- schine mit Oberflächenkondensation. Umsteuerbar. Kulissensteuerung	220	60	380	—	680	760	11
dito	220 220	60 60	380 380	— —	680 680	760 760	12
Stehende Zweifach - Expansionsma- schine mit Oberflächenkondensator. Nicht umsteuerbar	108	120	240	—	480	480	13
Stehende Zweifach - Expansionsma- schine mit Oberflächenkondensation. Nicht umsteuerbar.	180	120	260	—	500	480	14
Stehende Zweifach - Expansionsma- schine mit Oberflächenkondensation. Nicht umsteuerbar. Achsenregulator.	330	90	380	—	720	660	15
dito	330	90	380	—	720	660	16
dito	370	100	380	—	720	600	17
Stehende Zweifach - Expansionsma- schine mit Oberflächenkondensation. Nicht umsteuerbar. Achsenregulator.	370	100	380	—	720	600	18
Stehende Zweifach - Expansionsma- schine mit Oberflächenkondensation. Klugsche Umsteuerung. Regulator.	68	165	190	—	350	280	19

Lfd. Nr.	Hauptkessel			Dampf- überdruck kg/cm ²	Hilfskessel- heizfläche qm	Inhalt der Kohlen- bunker Tonnen	Besatzung	
	Anzahl	Gesamte Heizfläche qm	Gesamte Rostfläche qm				An Deck	In der Ma- schine
1	1	—	—	—	—	—	—	—
2	1	—	—	—	—	—	—	—
3	1	—	—	—	—	—	—	—
4	1	88,72	2,2	$3\frac{2}{3}$	—	—	—	—
5	1	56	1,72	5	—	25	7	2
6	1	30,235	0,726	$4\frac{1}{3}$	—	—	5	2
7	2	60,5	1,78	6	—	—	7	2
	1	52	1,6	$10\frac{2}{3}$	3,8	35	7	3
8	2	60,5	1,78	6	—	—	7	2
	1	52	1,6	$10\frac{2}{3}$	3,8	35	7	3
9	1	14	0,357	5	—	6,4	5	1
10	1	17	0,7	4	—	9,5	5	1
11	1	85	2,7	9	3,8	55	7	3
12	1	85	2,7	9	3,8	55	7	3
	1	85	2,7	9	3,8	55	7	3
13	1	43,7	1,0	8	1,5	27	6	2
14	1	52	1,3	10	1,5	31,5	7	3
15	1	103	2,8	10	5	52	9	3
16	1	103	2,8	10	5	52	9	3
17	1	103	2,9	10	5,43	61	7	3
18	1	103	2,9	10	5,43	61	7	3
19	1	25	0,92	11	—	8,3	5	2

Durchschnittlicher Kohlenverbrauch für 1 cbm Baggergut kg	Bemerkungen	Lfd. Nr.
—	Der Bagger hat eine Eimerleiter und geschlossene Bünne. Von der Baggermaschine angetriebene Ebb- und Flutwinde. Seitenwinden sind nachträglich eingebaut. Schüttung erfolgt seitlich. Der Bagger ist verkauft.	1
—	Wie Bagger II. Schüttung erfolgt nach hinten. Der Bagger ist verkauft. 1862.	2
—	Der Bagger hat zwei seitliche Eimerleitern. Schüttung erfolgt seitlich. Winden wie Bagger II. Verkauft 1873.	3
1,42	Wie Bagger III. Verkauft 1891. Schiffskörper aus Eisen.	4
0,6	Der Bagger hat eine Eimerleiter. Schüttung nach hinten.	5
—	Eine Eimerleiter. Verkauft 1901.	6
0,75	Eine Eimerleiter. Schüttung nach hinten. Nach dem Umbau Schüttung seitlich.	7
0,75	dito dito	8
0,72	Eine Eimerleiter. Schüttung hinten.	9
0,7	Schüttung hinten.	10
0,83	Schüttung seitlich.	11
0,83	dito dito	12
0,73	dito	13
0,73	dito	14
0,55	dito. Seit 1912 mit Dampfüberhitzer.	15
0,55	dito. dito	16
0,5	dito. dito	17
Tag- und Nachtbetrieb	Schüttung seitlich. Mit Dampfüberhitzung.	18
0,5	Schüttung hinten.	19
Tag- und Nachtbetrieb		
0,6		

Tabelle I b.

Lfd. Nr.	Name des Baggers	Baujahr	Erbauer des Baggers	Baukosten M	Leistung in Sand in der Stunde cbm
20	„Kranich“	1889	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	205 000	250
21	„Bagger XIV“	1908	Stettiner Oderwerke A.-G.	460 000	800
22	„Bagger XV“	1908	Stettiner Oderwerke A.-G.	460 000	800
23	„Bagger XX“	1913—14	F. Schichau, Elbing	792 000	2400 (Schlick)

Lfd. Nr.	Fahr- geschwindigkeit		Maschinen zum Antrieb der Schrauben							
	leer	beladen	Art der Maschine	Anzahl	P S i	Um- drehungen in der Minute	Zylinder- $\varnothing$			Hub mm
	Knoten	Knoten					H. D. mm	M. D. mm	N. D. mm	
20	8	—	Steh. Zweif. Expans.- Maschine m. Kond.	1	285	137	330	—	640	600
21	11	9	Stehende Dreifach- Expansionsmaschine mit Kondensation	2	2×395	104	330	530	830	540
22	11	9	Stehende Dreifach- Expansionsmaschine mit Kondensation	2	2×395	104	330	530	830	540
23	?	?	Stehende Dreifach- Expansionsmaschine mit Kondensation	2	1000	110	370	580	900	560

Maschinen zum Antrieb der Baggerpumpen								
Lfd. Nr.	Art der Maschine	An- zahl	P S i	Um- drehung. in der Minute	Zylinder- $\varnothing$			Hub mm
					H. D. mm	M. D. mm	ND mm	
20	Stehende Zweifach-Expansionsmaschine mit Kondensation	1	130	208	260	—	480	300
21	Antrieb erfolgt durch Schrauben- maschinen	2	2×495	151	330	530	830	540
22		2	2×495	151	330	530	830	540
23	Stehende Dreifach-Expansionsmaschine	1	600	140	370	580	900	560

Saugbagger.

Größte Bagger- tiefe	Abmessungen des Schiffskörpers									Lfd. Nr.
	Länge zw. Steven	Breite über Spanten	Seiten- höhe	Tiefgang		Länge der Bünne	Breite der Bünne	Wasser- ver- drängung leer	Inhalt des Lade- raums	
				leer	be- laden					
m	m	m	m	m	m	m	m	cbm	cbm	
13	31,0	6,8	3,0	2,9	—	—	—	300	—	20
16	57,5	10,8	4,8	2,6	4,9	—	—	1200	700	21
16	57,5	10,8	4,8	2,6	4,9	—	—	1200	700	22
18	65,0	13,2	5,15	2,3	4,3	15,4	1,8	1500	1200	23

Schiffsschrauben			Baggerpumpen							Lfd. Nr.
An- zahl	Durch- messer	Steigung	An- zahl	Bauart der Pumpe	Durch- messer d. Pumpen- kreisels	Flügel-		Saug- rohr- Ø	Druck- rohr- Ø	
						zahl	breite			
	m	m			mm		mm	mm	mm	
1	2,03	3,1	1	Nagel & Kaemp, Hamburg	1260	6	150—145	430	430	20
2	2,7	3,6	2	Nagel & Kaemp, Hamburg	1850	6	260—240	720	600	21
2	2,7	3,6	2	Nagel & Kaemp, Hamburg	1850	6	260—240	720	600	22
2	3,0	3,6	2	F. Schichau, Elbing	1850	4	230—215	2×500	2×500	23

An- zahl	Hauptkessel			Inhalt der Kohlen- bunker Tonnen	Durch- schnittl. Kohlen- verbrauch für 1 cbm Bagger- gut kg	Besatzung		Bemerkungen	Lfd Nr.
	Dampf- über- druck kg/cm²	Gesamte				Deck	Masch.		
		Heiz- fläche m²	Rost- fläche m²						
1	10	87,5	2,55	19,6	—	5	3	Der Bagger hat ein seitlich angehängtes Saugrohr und ist außerdem mit einem Greifer ausgerüstet	20
1	13	222	5,5	63	1,1	6	5	Saugrohr seitlich	21
1	13	222	5,5	63	1,1	6	5	Saugrohr seitlich	22
2	14	300	7,25	80	—	7	6	System Frühling	23

Tabelle 1 c.

Lfd. Nr.	Name des Baggers	Bau-jahr	Erbauer des Baggers		Bau-kosten	Leistung in Sand in der Stunde
			Schiff:	Kran:	M.	cbm
24	Bagger X	1838	J. H. N. Wichhorst, Hambg.	Bruce & Bathó, London	61 000	30
(20)	Kranich	1889	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	H. Coles, London	205 000	35
25	Bagger VI	1903	J. H. N. Wichhorst, Hambg.	Menck & Hambrock, Altona-Ottensen	90 000	40
26	Bagger XIX	1913-14	Franz Schenk & Co., G. m. b. H., Elbing	Menck & Hambrock Altona-Ottensen	105 000	75 : 80

Lfd. Nr.	Bauart der Maschine	Maschine				
		P S i	Um-drehungen i. d. Min.	Zylinder-Ø		Hub
				H. D. mm	N. D. mm	
24	Zweifache Expansionsmaschine	50	150	178	267	254
(20)	Zwillingsmaschine	60	150	2 × 220	—	305
25	Zweifache Expansionsmaschine	55	120	180	300	260
26	Zwillingsmaschine	127	198	2 × 300	—	365

Tabelle 1 d.

Lfd. Nr.	Name des Baggers	Bau-jahr	Erbauer des Baggers	Baukosten	Leistung in der Stunde
				M.	cbm
27	Drehewer I	1880	Janssen & Schmilinski, Hamburg	19 950	15
28	Drehewer II	1885	Heinr. Brandenburg, Hamburg	21 900	15

Lfd. Nr.	Baggerwinde		Anzahl der Hübe in der Stunde	Maschine zum Antrieb der Schrauben				P S i
	Zy- linder- Ø	Hub		Art der Maschine	Zy- linder- Ø	Hub	Um- dre- hungen in der Minute	
	mm	mm			mm	mm		
27	2 × 102	152	50	stehende Auspuff- Zwillingsmaschine, Klugsche Umsteuerung	2 × 150	190	260	30
28	2 × 102	152	50	do.	2 × 150	190	260	30

Greifbagger.

Größte Greiftiefe	Abmessungen des Schiffskörpers					Greifergefäß			Lfd. Nr.
	Länge auf Deck	Breite über Spanten	Seitenhöhe	Tiefgang	Wasser- verdrängung	Bauart	Inhalt	Ausladung von Mitte Kransäule aus m	
m	m	m	m	m	cbm		cbm		
15	21,5	6,75	2,1	1,2	142	Einseilgreifer	0,9	6,1	24
13	32	6,8	3	2,9	300	Zweiseilgreifer	0,9	5,45	(20)
16	23	7,7	2,35	1,2	190	Einseilgreifer	1,7	7,0	25
21	23,5	9	2,4	1,03	212	Vierseilgreifer	1,8	8,5	26

Anzahl	Dampfkessel			Inhalt des Kohlenbunkers Tonnen	Durchschnittl. Kohlenverbrauch für 1 cbm Baggergut kg	Besatzung		Lfd. Nr.
	Dampf- über- druck kg/cm ²	Gesamte				Deck	Masch.	
		Heiz- fläche m ²	Rost- fläche m ²					
1	10	27	0,5	18,7	1,6	3	2	24
1	10	87,5	2,55	19,6	—	5	3	(20)
1	10	23	0,85	29,8	1,57	3	2	25
1	12	36,5	1,1	25,0	—	3	2	26

Dampfdrehewer.

Größte Bagger- tiefe	Abmessungen des Schiffskörpers							Inhalt des Bagger- eimers	Lfd. Nr.
	Länge zw. Steven	Breite über Spanten	Seiten- höhe	Tiefgang		Wasser- ver- drängung leer	Inhalt des Lade- raums		
				leer	beladen				
m	m	m	m	m	m	cbm	cbm	cbm	
10	19,52	5,03	1,67	0,76	1,42	52	35	0,24	27
10	19,52	5,03	1,67	0,76	1,42	52	35	0,24	28

Schrauben		Dampfkessel			Inhalt des Kohlenbunkers	Durchschnittlicher Kohlenverbrauch für 1 cbm Baggergut	Besatzung		Lfd. Nr.
Ø	Steigung	Dampf- überdruck	Heizfläche	Rostfläche			Deck	Masch.	
mm	mm	kg/cm ²	m ²	m ²	Tonnen	kg			
720	1100	5 1/3	12,35	0,36	3,6	5,5	3	1	27
720	1100	6	14	0,37	3,6	5,5	3	1	28

Tabelle II a.

Laufende Nr.	Art der Schuten	Anzahl	Baujahr	Baukosten für 1 Schute	Inhalt des Laderaums
				M.	cbm
29—40	Gewöhnliche Schuten .	12	1865	10 240	35
41—42	Klappschuten	2	1868	8 207	43
43—54	Klappschuten	12	1872	19 050	35
55—66	Gewöhnliche Schuten .	12	1872	14 000	50
67—73	Gewöhnliche Schuten .	7	1878	10 880	35
74—81	Klappschuten	8	1878	12 680	35
82—96	Gewöhnliche Schuten .	15	1880	6 900	25
97—101	Gewöhnliche Schuten .	5	1880	6 800	20
102—116	Gewöhnliche Schuten .	15	1883	12 800	50
117—126	Gewöhnliche Schuten .	10	1883	16 000	50
127—140	Saugerschuten	14	1883/1905	19 000	100
141—155	Klappschuten	15	1885	25 000	60
156—164	Gewöhnliche Schuten .	9	1885	12 000	35
165—183	Gewöhnliche Schuten .	19	1885	3 000	10
184—189	Klappschuten	6	1893	23 000	60
190—195	Saugerschuten	6	1894/1905	19 000	100
196—197	Klappschuten	2	1897	12 200	40
198—215	Saugerschuten	18	1903	29 083	160
216—217	Klappschuten	2	1908	43 000	160
218—223	Klappschuten	6	1910	36 000	200
224—238	Saugerschuten	15	1910	34 000	300
239—250	Saugerschuten	12	1912	40 000	300
251—264	Saugerschuten	14	1913	45 000	300

Tabelle II b.

Laufende Nr.	Name	Baujahr	Erbauer	Baukosten
				M.
265	„Norderelbe“	1866	Reiherstieg-Schiffswerfte, Hamburg	35 200
266	„Lentz“	1874	Reiherstieg-Schiffswerfte, Hamburg	57 000
267	„Krieg“	1874	Reiherstieg-Schiffswerfte, Hamburg	57 000
268	„Hofe“	1878	Reiherstieg-Schiffswerfte, Hamburg	106 500
269	„Strombau“	1880	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	50 360
270	„Simson“	1883	Janssen & Schmilinski, Hamburg	100 000
271	„Moeve“	1889	H. C. Stülcken, Hamburg	65 000
272	„Hermann“	1902	Janssen & Schmilinski, Hamburg	122 000
273	„Woltman“	1904	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	66 300
274	„Hai“	1910	Heinr. Brandenburg, Hamburg	67 200
275	„Wels“	1910	Heinr. Brandenburg, Hamburg	67 200

Baggerschuten.

Abmessungen des Schiffskörpers					Bemerkungen
Länge zwischen Steven	Breite über Spanten	Seitenhöhe	Tiefgang leer	Wasserverdrängung leer	
m	m	m	m	cbm	
18,90	5,03	1,59	0,58	30,00	Verkauft 1901.
14,90	3,91	—	—	—	
19,96	4,75	1,62	0,58	35,00	
21,10	5,03	1,59	0,50	32,00	
18,90	5,03	1,59	0,58	35,00	
19,96	4,75	1,62	0,58	35,00	
16,46	4,27	1,12	0,32	14,00	
16,46	4,27	1,08	0,35	13,50	
22,00	5,10	1,90	0,50	34,00	
22,00	5,10	1,90	0,50	34,00	
29,54	5,10	1,90	0,50	52,50	Ursprünglich gewöhnl. Schuten von 50 cbm Laderaum. 1905 zu Saugerschuten umgebaut.
25,00	5,40	2,00	0,55	54,00	
19,73	5,10	1,65	0,40	26,50	
14,50	3,20	1,15	0,35	11,50	
25,00	5,40	2,20	0,58	57,00	
23,54	5,10	1,90	0,50	52,50	
16,00	4,25	2,78	1,00	32,00	
33,275	6,25	2,40	0,55	85,00	
31,40	6,70	2,40	0,85	94,00	
34,50	6,90	2,45	0,75	108,00	
39,60	7,50	2,75	0,57	133,00	dto.
39,60	7,50	2,75	0,54	125,00	
41,76	7,50	2,75	0,55	181,00	

Schleppdampfer.

Abmessungen des Schiffskörpers					Maschine			Kessel		Dampf- über- druck	Be- satz- ung	Be- merkungen
Länge zw. Steven	Breite über Spant.	Seitenhöhe	Tiefgang hinten	Wasserverdrängung	PSi	Umdrehungen i. d. M.	Zyl.-Ø und Hub mm	Heizfläche m²	Rostfläche m²			
m	m	m	m	cbm				m²	m²	kg/cm²		
19,81	4,58	2,819	2,20	70	156	156	265×430 320	42	1,2	12	5	1896
20,00	4,60	2,70	2,30	78	160	166	240×340×480 380	41,2	0,9	12	5	1886
20,00	4,60	2,70	2,30	78	160	166	240×340×480 380	41,2	0,9	12	5	1886
24,45	6,45	3,02	2,45	150	420	137	306×490×800 520	88	2,75	12	6	1895
24,40	4,58	1,90	1,10	76	61,5	37	2×260 920	35,6	1,37	5	5	
26,00	6,40	2,98	2,50	168	381	123	712×365 546	107	3,72	10	6	1902 Neuer Kessel u. Maschinenumbau
20,00	5,20	2,50	2,10	96	320	200	250×420 320	75	2,0	10 1/2	5	Umbau 1894
25,00	6,45	3,05	2,40	175	400	130	310×485×840 520	100	3,3	13	6	23 000 M.
20,00	5,10	2,90	2,40	103	268	147	310×600 420	72	2,3	11	5	
20,60	5,50	2,90	2,20	117	300	135	320×605 430	80	2,5	12	6	
20,60	5,50	2,90	2,20	117	300	135	320×605 430	80	2,5	12	6	

Tabelle IIIa. Hängebahnen

Betriebsjahr	Anzahl der neu- beschafften Kranbrücken	Anzahl der in Betrieb befindlichen Kranbrücken
1883	30	—
1885	—	30
1887	12	—
1890	—	28
1892	22	24
1895	—	46

Tabelle IIIb. Schuten-

Lfd. Nr.	Name	Baujahr	Erbauer	Baukosten M	Leistung	
					ebm Bagger- boden i. d. Stunde	Förder- weite m
276	Sauger I	1903	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	300 000	620	600
277	Sauger II	1903	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	300 000	620	600
278	Sauger III	1905	Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. Elbe	300 000	620	600
279	Sauger IV	1909	F. Schichau, Elbing	290 000	620	800
280	Sauger V	1909	F. Schichau, Elbing	290 000	620	800
281	Sauger VI	1909	Lübecker Maschinen- bau-A.-G., Lübeck	247 000	420	600
282	Sauger VII	1909	Lübecker Maschinen- bau-A.-G., Lübeck	247 000	420	600

Lfd. Nr.	Maschine zum Antrieb der Spülpumpe					Abmessungen der Förderpumpe						
	Lei- stung	Um- dre- hungen i. d. Min.	Zylinder-Ø			Hub	Art der Pumpe, Erbauer	Krei- sel- Ø	Flügel-		Saug- rohr- Ø	Druck- rohr- Ø
			HD	MD	ND				zahl	breite		
	PSi		mm	mm	mm	mm		mm			mm	mm
276	270	223	285	—	520	330	Nagel & Kaemp	2200	6	260—240	600	600
277	270	223	285	—	520	330	„	2200	6	260—240	600	600
278	265	255	300	480	750	330	„	2200	6	260—240	700	650
279	392	230	300	480	750	330	„	2200	4	410	700	650
280	392	230	300	480	750	330	„	2200	4	410	700	650
281	205	280	250	—	470	280	„	1850	4	360—350	575	535
282	205	280	250	—	470	280	Offener Kreisel	1850	4	394	575	535

und Kranbrücken.

Betriebsjahr	Anzahl der neu- beschafften Kranbrücken	Anzahl der in Betrieb befindlichen Kranbrücken
1900	8	27
1903	20	44
1905	—	10
1910	—	8
1912	—	9

sauger (Spüler).

Abmessungen des Schiffskörpers					Maschine zum Antrieb der Förderpumpe						
Länge auf Deck m	Breite über Span- ten m	Tief- gang m	Seiten- höhe m	Wasser- ver- drän- gung cbm	Art der Maschine	Lei- stung PSi	Um- dre- hungen i. d. Min.	Zylinder-Ø			Hub mm
								HD mm	MD mm	ND mm	
32,0	8,4	2,1	4,0	498	Stehende Dreifachexpansions- maschine mit Oberflächen- kondensation	800	170	380	600	950	600
32,0	8,4	2,1	4,0	498	„	800	170	380	600	950	600
38,5	8,6	2,14	4,0	650	„	800	170	380	600	950	600
40,35	8,8	2,05	4,1	670	„	900	195	380	600	920	600
40,35	8,8	2,05	4,1	670	„	900	195	380	600	920	600
33,3	8,0	1,92	3,6	475	„	720	230	330	530	830	500
33,3	8,0	1,92	3,6	475	„	720	230	330	530	830	500

Abmessungen der Spülpumpe		Hauptkessel				Inhalt der Kohlen- bunker Tonnen	Durch- schnittl. Kohlen- verbrauch für 1 cbm Baggergut kg	Besatzung	
Kreis- Ø mm	Saugrohr- Ø mm	Anzahl	Gesamte Heizfläche m²	Gesamte Rostfläche m²	Dampf- überdruck kg/cm²			Deck	Masch.
1400	700	2	260	3,5	13	51,0	1,8—2,5 je nach Länge der Leitung	5	5
1400	700	2	260	3,5	13	51,0		5	5
1225	800	2	308	3,75	13	63,8		5	5
1250	800	2	312	3,75	13	85,0	55,3	5	5
1250	800	2	312	3,75	13	85,0		5	5
960	650	1	214	5,7	13 ½	55,3		5	5
960	650	1	214	5,7	13 ½	55,3		5	5

Tabelle III c.

Lfd. Nr.	Name	Bau- jahr	Erbauer	Bau- kosten M.	Leistung	
					Förder- menge pro Tag cbm	Förder- weite m
283	„Schutenentleerer I“	1903	Eimerleiter: Schiffs- und Maschinenbau- Gesellschaft Mannheim. Seitl. Transporteur: Hamb. Staatswerft	64 000	600	25
284	„Schutenentleerer II“	1903	Duisburger Maschinen- bau A.-G. Bechem & Keetmann	64 000	800	25
285	„Schutenentleerer III“	1910	Nüscke & Co., Stettin	92 000	1300	45
286	„Schutenentleerer IV“	1910	Lübecker Maschinen- bau A.-G., Lübeck.	118 000	1300	45

Lfd. Nr.	Wasser- ver- drän- gung	Förder- höhe über Wasser	Bagger- eimer		Inhalt der Kipp- eimer	Inhalt des Greifers	Abmessungen der Maschine				
			An- zahl	In- halt			Leistung PSi	Um- drehung. in der Minute	Zylinder Ø		
									H. D.	N. D.	Hub
	cbm	m		cbm	cbm				mm	mm	mm
283	220	6	41	0,045	1,2	—	55	150	184	324	355
284	200	7	—	—	—	1,5	100	200	2 × 250	—	350
285	365	6,5	42	0,14	2,2	—	68	156	230	440	300
286	365	6,5	42	0,14	2,2	—	81	170	250	470	280

Schutenentleerer.

Bauart	Abmessungen des Schiffskörpers									
	Landseitiges Schiff				Wasserseitiges Schiff				Abstand der beiden Schiffe	Ge- samt breite
	Länge	Breite	Seiten- höhe	Tief- gang	Länge	Breite	Seiten- höhe	Tief- gang		
	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m
Becherwerk mit seitlichem Trans- port durch Kipp- wagen	22,00	5,1	1,9	1,30	22	5,1	1,9	1,30	8,0	18,2
Einseilgreifer	29,54	5,1	1,9	1,05	22	5,1	1,9	1,05	7,9	18,1
Becherwerk mit seitlichem Trans- port durch Kipp- wagen	29,00	5,0	2,4	1,25	29	5,0	2,4	1,25	8,5	18,5
do.	29,00	5,0	2,4	1,25	29	5,0	2,4	1,25	8,5	18,5

Dampfkessel			Inhalt der Kohlen- bunker	Kohlen- verbrauch für 1 cbm geförd. Bagger- gut	Besatzung		Bemerkungen
Heiz- fläche	Rost- fläche	Dampf- über- druck			Deck	Ma- schi- nen	
m ²	m ²	kg/cm ²	Tonnen	kg			
19,5	0,63	9,5	5,2	1,0	4	1	Als Tragschiffe sind vorhandene Bagger- schuten verwendet
46,9	0,97	10,0	16,8	1,25	3	2	do.
45,15	1,14	9,5	18,7	0,9	2	3	
45,7	1,37	9,5	13,3	0,9	2	3	

Tabelle IV. Fahrzeuge für

Lfd. Nr.	Name	Bau- jahr	Erbauer	Bau- kosten	Abmessungen	
					Länge zw. Steven	Breite über Spant.
				M.	m	m
287	„Taucherglocke“	(1845) 1880	Janssen & Schmilinski, Hamburg	35 000	16,76	6,13
288	„Strom- u. Hafenbau II“	1885	R. Holtz, Harburg	6 500	9,95	1,86
289	„Strom- u. Hafenbau III“	1889	R. Holtz, Harburg	12 000	12,00	2,05
290	„Peilboot“	1894	C. Jastram, Hamburg	8 500	9,5	2,28
291	„Wasserboot“	1894	Heinr. Brandenburg, Hamburg	16 800	13,00	3,3
292	„Strom- u. Hafenbau I“	1896	Heinr. Brandenburg, Hamburg	12 500	12,5	2,5
293	„Johannes Dalmann“	1900	B. Wencke Söhne, Hamburg	50 000	20,56	4,4
294	„Strom- u. Hafenbau IX“	1900	Motor: C. Jastram, Hamburg Schiff: G. C. Jensen, Hamburg	6 900	8,15	2,1
295	„Strom- u. Hafenbau X“	1900	Motor: C. Jastram, Hamburg Schiff: G. C. Jensen, Hamburg	6 900	8,15	2,1
296	„Strom- u. Hafenbau XI“	1900	Motor: C. Jastram, Hamburg Schiff: G. C. Jensen, Hamburg	11 500	11,00	2,5
297	„Cuxhaven“	1904	J. H. N. Wichhorst, Hamburg	26 900	14,00	3,4
298	„Schaarhörn“	1908	Janssen & Schmilinski, Hamburg	220 000	37,5	6,8
299	„Fliege“	1910	R. Holtz, Harburg	23 900	14,75	3,56
300	„Biene“	1910	R. Holtz, Harburg	23 900	14,75	3,56
301	„Wespe“	1910	R. Holtz, Harburg	23 900	14,75	3,56
302	„Wasserboot II“	1911	Maschinenbau-Akt.-Ges., Mannheim	52 500	19,40	5,00
303	„Wasserbau Cuxhaven“	1913	Schiff: H. Heidtmann, Hamburg Motor: C. Jastram, Hamburg	10 020	10,00	3,00 über Außenhaut

allgemeine Betriebszwecke.

des Schiffskörpers			Maschine			Dampfkessel			Besatzung	Bemerkungen
Seiten- höhe	Tief- gang	Wasser- ver- drän- gung	Lei- stung PSi*)	Um- dre- hun- gen i. d. M.	Zylinder-Ø Hub	Heiz- fläche	Rost- fläche	Dampf- über- druck		
m	m	cbm			mm	m²	m²	kg cm²		
2,05	1,25	86	20	200	2×150 190	12,35	0,34	5 1/3	7	Umgebaut 1880
1,1	1	5,2	26	440	116×190 150	6,6	0,28	12	2	Seit 1909 m. Wasser- röhrenkessel aus- gerüstet
1,3	1,15	8,5	45	300	140×240 200	10,5	0,46	9,8	2	Seit 1911 m. Wasser- röhrenkessel aus- gerüstet
1,5	0,75	6	15,5	480	2×140 176	—	—	—	1	Motorbarkasse. Seit 1910 neuer Benzin- motor
2	1,5	30	50	300	145×245 200	14,7	0,35	11	3	
1,7	1,3	13	60	300	150×250 220	13,5	0,48	12	2	
2,4	1,5	55	2×95	230	196×320 250	47	1,45	12	4	
1,15	0,66	3,95	8	500	2×110 136	—	—	—	1	Motorbar- kasse. Seit 1910 neue Benzinmo- tore
1,15	0,66	3,95	8	500	2×110 136	—	—	—	1	
1,4	0,9	8,6	15	480	2×140 176	—	—	—	1	
2,05	1,55	34	80	195	180×330 250	21	0,84	11	2	Mit Oberflächen- kondensation
3,65	2,5	352	2×412	160	301×490×771 420 Mit Ober- flächenkond.	186	5,3	14	8	Mit Schlick- schem Schiffs- kreisel ausge- rüstet
2	1,6	32,5	100	227	200×330 250	26	0,748	13	2	
2	1,6	32,5	100	227	200×330 250	26	0,748	13	2	
2	1,6	32,5	100	227	200×330 250	26	0,748	13	2	
2,5	2,11	126	167	166	250×480 330	56	1,7	12	4	Mit Oberflächen- kondensation
1,3	0,8	6	15,5	480	2×140 176	—	—	—	1	Motorbarkass e

*) Für Motorbarkassen bedeuten die eingetragenen Zahlen effektive PS.

Fahrwassers die Anspannung aller verfügbaren Kräfte notwendig. In besonders dringenden Fällen werden daher auch Privatunternehmer zur Ausführung von Baggerungen herangezogen.

Anders stellt sich jedoch die Aufgabe, die gebaggerten Bodenmengen unterzubringen. Wie schon früher erwähnt, ist die Mög'ichkeit, den Boden durch Klappen zu beseitigen, nur in geringem Umfange vorhanden. Für den oberhalb der Lühe liegenden Teil des Flußlaufes der Elbe kommt dies Löschverfahren schon gar nicht mehr in Betracht. Daher muß für Unterbringung der Bodenmassen an Land Sorge getragen werden. Es ist leicht einzusehen, daß mit dieser Aufgabe sich im Laufe der Zeit Schwierigkeiten einstellen müssen, da die ausgedehnten Landflächen, die zur Ablagerung des Baggergutes notwendig werden, nicht immer in der Nähe der Baggerstelle zur Verfügung stehen dürften. Die Aufnahmefähigkeit der augenblicklich wichtigsten Löschstellen in Finkenwärder und Hahnöfersand reicht nur noch für wenige Jahre aus. Allerdings harrt in Billwärder Ausschlag und im zukünftigen Billwärder Industriegebiet noch ein mächtiges Terrain der Aufhöhung. Die Entfernung dieses Gebietes von den unterhalb Hamburgs gelegenen Baggerstellen ist jedoch sehr groß, so daß die Transportkosten des Baggergutes ganz erheblich anwachsen. Hierzu kommt noch, daß die sichere Bugsierung von Schleppzügen durch den Hamburger Hafen infolge des von Jahr zu Jahr sich steigernden Kleinschiffsverkehrs immer schwieriger wird. In nicht geringem Maße trägt hierzu auch die große Ansammlung von Oberländerkähnen bei, die namentlich oberhalb der Elbbrücken das Fahrwasser einengen und zu beständigen Schiffshavarien Anlaß geben.

Die wichtigste Aufgabe, die das Baggerwesen in nächster Zukunft zu lösen hat, dürfte darin bestehen, die technischen Mittel zu schaffen, die einen billigeren Transport des Baggergutes ermöglichen. Es ist nicht ausgeschlossen, daß hier dem Dieselmotor ein aussichtsreiches Feld eröffnet wird, in dem er wegen seines geringen Raumbedarfs und seiner guten Ökonomie sich siegreich gegen die Dampfmaschine wird behaupten können. Sollte es der Technik daher gelingen, billige und vor allen Dingen betriebssichere Typen dieser Maschinenart auf den Markt zu bringen, so dürfte es nicht ausgeschlossen sein, daß, wenigstens für größere Entfernungen, die bisher übliche Transportweise des Baggergutes verlassen wird und statt dessen die mit eigenem Fahrmotor ausgerüstete Motorschute zur Einführung gelangt.

Diskussion.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Meine Herren! Ich stelle den Vortrag zur Diskussion. Ich bitte, sich zum Wort zu melden. Das Wort wird nicht verlangt. Dann, meine Herren, habe ich zu bemerken, daß uns Herr Dr. Thele ein sehr klares und eingehendes Bild von dem modernen Baggerwesen entworfen hat. Bei der außerordentlichen Wichtigkeit, welche die Baggerei für unsere großen Seehäfen besitzt, können wir uns wirklich freuen, daß wir eine so wertvolle Monographie für unser neues Jahrbuch erhalten. Im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft danke ich Herrn Dr. Thele für die große Arbeit, die er sich mit diesem Vortrage gemacht hat, von ganzem Herzen. (Lebhafter Beifall.)

XIV. Telefunken an Bord des „Imperator“.

Vorgetragen von Direktor Bredow-Berlin.

Seitdem ich im November 1911 die Ehre hatte, an dieser Stelle zu sprechen, hat die deutsche Funkentelegraphie weiter große Fortschritte gemacht und insbesondere die deutsche Telefunken-Gesellschaft, welche im Juni dieses Jahres auf ein 10-jähriges Bestehen zurückblicken konnte, hat außerordentliche Erfolge zu verzeichnen gehabt.

Die größte, der deutschen Funkentelegraphie gestellte Aufgabe, eine von Kabeln unabhängige Verbindung mit den Kolonien herzustellen, ist ihrer endgültigen Lösung nun so nahe gerückt, daß man die Eröffnung der Linie Nauen—Togo—Südwestafrika im nächsten Jahre und den Anschluß von Ostafrika 1915 erwarten kann. Es ist bereits Anfang dieses Jahres mit unfertigen Stationen versuchsweise gelungen, drahtlose Telegramme von Nauen direkt nach der afrikanischen Kolonie Togo, also auf 5200 km über Land zu senden, ein wegen der Schwierigkeit des dazwischen liegenden Geländes einzig dastehender Erfolg, der selbst durch die zum ersten Male zwischen Nauen und New York im Januar 1913 erzielte Verbindung nicht übertroffen wird, trotzdem die Entfernung 1200 km größer ist. Die Station Nauen ist nach dem großen Unglücksfall vom 31. März 1912 neu erstanden; sie ist außer mit der Funkenmethode auch mit einer großen Arco-Hochfrequenzmaschine ausgerüstet und besitzt die größte Antenne der Welt.

Auch in der deutschen Südsee schreiten die Arbeiten rüstig vorwärts, ist doch bereits die Verbindung Yap—Nauru (3400 km) hergestellt, während der Anschluß nach Samoa und Neu-Guinea (Rabaul) April 1914 fertig wird.

Deutschland wird also bald über ein imponantes Netz von Funkentelegraphenstationen verfügen und diesmal nicht hinterher marschieren!

Auch die Verbreitung der internationalen Funkentelegraphie in diesem Zeitraum hat durchaus den Erwartungen entsprochen, denn den 1911 im internationalen Berner Verzeichnis enthaltenen 197 Küstenstationen stehen Mitte dieses Jahres 482 Küstenstationen, und den 1386 Bordstationen von 1911 2918 Bordstationen gegenüber.

Nachstehend bringe ich eine auf Grund der internationalen Berner Liste vom Juni 1913 (nebst Nachtrag Nr. 1) nach Ländern und funkentelegraphischen Systemen geordnete Statistik der öffentlichen Küsten- und Bordstationen, welche mit einer Endzahl von 3500 Stationen abschließt.

Bord - Stationen.

Funkentelegraphen-System	Telefunken-Debeg	Marconi	Société Française Radio-Electrique	Franz. Staat	Austral. Staat	Lorenz	Poulsen	Compagnie Générale de Télégraphie	Shoemaker	Rochefort	Lodge-Muirhead	De Forest	Poulsen	Lepel	Teishinsho	Brantly-Popp	Amerikan. Staat	Wireless Specialty Co.	Huth	United Wires	Helsby	Anglo-American Telegraph. Co.	Williamsboas	Pessenden	Sait	Ungenannt	
Deutschland . . .	302	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	133	
Australien . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2	
Österreich . . .	33	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	
Österreich-Ungarn . . .	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Belgien . . .	—	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Brasilien . . .	7	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Canada . . .	1	46	—	—	—	—	—	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	
Chile . . .	—	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Dänemark . . .	5	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Ägypten . . .	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17	
Spanien . . .	8	58	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Frankreich . . .	—	55	29	164	—	—	—	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
England . . .	43	507	—	—	—	—	—	—	—	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	431	
Griechenland . . .	9	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	15	4	1	—	—	—	—	
Britisch Indien . . .	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Niederl. Indien . . .	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Italien . . .	—	159	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Japan . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	64	
Monako . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Norwegen . . .	8	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Neuseeland . . .	6	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	21	
Holland . . .	29	52	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Portugal . . .	—	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Rumänien . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Rußland . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Schweden . . .	8	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	83	
Uruguay . . .	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	
Vereinigte Staaten . . .	1	89	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	522	1062	29	164	—	—	—	28	3	—	13	3	—	—	1	32	5	214	—	1	18	4	1	9	5	3	801

2918

Küsten- und Land-Stationen.

Funkentelegraphen-System	Telefunken	Marconi	Société Française d'Electricité	Französ. Staat	Austral. Staat	Lorenz	Compagnie Industrielle et Commerciale de Telegraphie	Shoemaker	Rocheport	Lodge Muirhead	De Forest	Poulsen	Lepel	Teishinsho	Brany-Popp	Amerikan. Staat	Wires Specialty Co.	Ungenannt
Engl. Südafrika	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Franz. Äquatoriafrika	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Franz. Westafrika	—	—	—	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Deutschland	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Palauinseln	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Deutsch-Kamerun	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Carolinenseln	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Deutsch-Südwestafrika	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Deutsch-Ostafrika	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Deutsch-China	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Australien	2	—	—	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Österreich-Ungarn	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Belgien	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Brasilien	7	4	—	—	—	1	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Bulgarien	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Canada	—	34	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ceylon	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Chile	1	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Cocosinseln	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Belgisch-Congo	3	—	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Carache	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Dänemark	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ägypten	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
Spanien	9	7	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Span. Marokko	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Span. Guinea	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Falklandinseln	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Fidschiinseln	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Frankreich	—	—	—	17	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	2
Gibraltar	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
England	—	20	—	—	—	—	—	—	1	2	2	1	—	—	—	—	—	17

[illegible]

Es zeigt sich, daß in dieser Liste die einzelnen Systeme wie folgt vertreten sind:

S y s t e m e	Küsten- stationen	Bord- stationen
Marconi	138	1062
Telefunken	110	522
Amerikanischer Staat	59	214
Französischer Staat	30	164
Société Française	11	29
Lodge Muirhead	15	13
Australischer Staat	7	—
de Forest	7	3
Teishinsho	7	32
Rochefort	6	—
Poulsen	3	—
Compagnie Générale	2	28
Lorenz	1	—
Shoemaker	1	3
Lepel	1	1
Branly Popp	1	5
Wireless Specialty	1	—
Huth	—	1
United Wireless	—	18
Helsby	—	4
Anglo American Telegr. Co.	—	1
Willis-Boas	—	9
Fessenden	—	5
S. A. I. T.	—	3
Ungenannt	82	801
	482	2918
	Gesamtzahl 3500.	

Wie von Anbeginn an, nimmt auch jetzt das deutsche Telefunken-system wieder nach dem englischen Marconisystem die zweite Stelle ein, und es ist ersichtlich, daß 53,9 % der in der Berner Liste angeführten öffentlichen Stationen mit diesen beiden Systemen ausgerüstet sind, so daß für die übrigen 22 Systeme zusammen nur 46,1 % übrig bleiben.

In Wirklichkeit ist das Übergewicht der beiden Systeme Telefunken und Marconi noch viel größer, da viele der (883) mit „Ungenannt“ bezeichneten Systeme, insbesondere der 801 hierzu gehörigen Bordstationen, nach Telefunken bzw. Marconi arbeiten. Endlich sind außer den in der Liste aufgeführten Küstenstationen noch 74 Landstationen nach dem System Telefunken und wohl ungefähr ebensoviele

nach dem System Marconi im Betrieb. Man wird darum den Anteil der beiden Systeme höchst wahrscheinlich mit 75 % statt 53,9 % beziffern dürfen.

Während nun die Systeme Telefunken und Marconi bei den Landstationen ziemlich gleichmäßig vertreten sind, ergibt sich bei der englischen Gesellschaft naturgemäß ein großes Übergewicht in der Zahl der Schiffsstationen. Allerdings zeigt die Berner Liste für Telefunken ein zu ungünstiges Bild, weil gerade dies System bei sehr vielen der unter „Ungenannt“ aufgeführten Stationen benutzt wird.

Die deutsche Schifffahrt, welche anfangs infolge der ungünstigen internationalen drahtlosen Verkehrsverhältnisse, etwas zurückgeblieben war, hat in den letzten Jahren das Versäumte nachgeholt und steht heute mit 302 Handelsschiffstationen in der Berner Liste vom Juni 1913 an zweiter Stelle, während England mit 563 numerisch Erster bleibt.

Welchen Einfluß auf die deutsche Entwicklung die Anfang 1910 erfolgte Gründung der deutschen Betriebsgesellschaft für drahtlose Telegraphie (Debeg) ausgeübt hat, zeigen die folgenden Zahlen:

	Zahl der mit Funkentele- graphie ver- sehenen deut- schen Schiffe
Ende 1907	26
„ 1908	27
„ 1909	61
„ 1910	90
„ 1911	165
„ 1912	212
„ 1913	355

Die am 30. September 1913 bestehenden 355 Telefunkenstationen auf deutschen Handelsschiffen, von denen 250 Eigentum der Debeg sind, verteilen sich auf die nachstehend in alphabetischer Reihenfolge aufgeführten Schiffseigentümer:

Argo-Linie, Bremen	5
Blumenfeld, Bd., Hamburg	2
Cuxhavener Hochsee-Fischerei A.-G., Cuxhaven	2
Deutsch-Amerikanische Petroleum-Gesellschaft, Hamburg	18
Deutsch-Antarktische Expedition, Berlin	1

Deutsch-Australische Dampfschiffsgesellschaft, Hamburg	20
Deutsche Dampfschiffahrtsgesellschaft Kosmos, Hamburg	19
Deutsche Dampfschiffahrtsgesellschaft Hansa, Bremen	43
Deutsche Ost-Afrika-Linie, Hamburg	9
Deutsche Reederei G. m. b. H., Hamburg	3
Deutscher Seefischerei-Verein, Berlin	1
Eisenbahn-Direktion Stettin	2
Geestemünder Herings- & Hochseefischerei A.-G., Geestemünde . .	4
Griebel, Rud. Christ., Stettin	1
Großherzog von Oldenburg, Kgl. Hoheit, Oldenburg	1
Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg	79
Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrtsgesellschaft, Hamburg	25
Kimme, Hermann, Bremen	2
Kunstmann, W., Stettin	2
Midgard, Deutsche Seeverkehrs-A.-G., Bremen	4
Neue Dampfer Compagnie, Stettin	2
Norddeutsche Seekabel-Werke, Nordenham	2
Norddeutscher Lloyd, Bremen	63
Rickmers Reismühlen A.-G., Bremerhaven	14
Roland-Linie A.-G., Bremen	10
Stettiner Dampfschiffahrtsgesellschaft Braeunlich & Co., Stettin .	1
Stinnes, Hugo, G. m. b. H., Mülheim-Ruhr	13
Woermann-Linie, Hamburg	7

Hand in Hand mit der Ausbreitung der drahtlosen Telegraphie ist die Entwicklung des Telegraphenverkehrs gegangen, und zwar wurden von der Debeg auf deutschen Schiffen verarbeitet:

J a h r	Telegramme	Wortzahl	Durchschnitt pro Reise
1910/11	63 700	909 000	138 Telegramme
1911/12	97 201	1 510 148	168 „
1912/13	129 000	2 012 000	169 „

Wie sich der Telegrammverkehr 1911/12 auf die einzelnen Schiffsrouten verteilt, zeigt die folgende Übersicht:

Schiffsroute	Telegramme						Ozeanbriefe		Zahl der Reisen
	Gesandt		Empfangen		Durchgang		Stückzahl	Wortzahl	
	Stückzahl	Wortzahl	Stückzahl	Wortzahl	Stückzahl	Wortzahl			
Nord-Amerika	21 804	323 422	14 396	247 670	7 079	84 286	2 088	49 852	125
Süd-Amerika	10 272	130 638	5 090	74 929	2 485	43 899	1 740	58 345	93
Ost-Asien	2 811	34 354	1 119	17 757	643	7 763	96	3 094	30
Australien	1 033	14 169	459	7 444	343	4 321	56	1 630	15
Westküste Süd-Amerika .	1 270	17 696	658	9 217	678	9 435	167	5 913	27
Kamerun	2 409	39 519	1 058	22 771	345	4 994	135	6 853	26
Afrika Rundfahrt	3 450	50 969	1 687	30 718	1 027	13 331	204	6 531	40
West-Indien—New York .	1 714	30 517	732	17 917	173	2 145	—	—	78
Hamburg—West-Indien und Mexiko	950	12 462	283	5 042	215	2 558	104	2 220	26
Gesellschafts-Fahrten . .	2 791	38 853	1 320	23 489	186	2 003	82	2 568	31
Mittelmeer (Alexandrien)	1 206	14 120	264	4 059	866	9 545	2	59	28
Patagonien	446	7 000	—	—	—	—	—	—	27
Nordseebäder	983	10 572	133	1 830	4	57	—	—	27
Ostsee	140	1 504	8	108	—	—	—	—	4
	51 279	725 795	27 204	462 951	14 044	184 337	4 674	137 065	577

Gesamtverkehr — 97 201 Telegramme
mit 1 510 148 Wörtern.

Anteil der deutschen u. fremden Küsten u. Bordstationen am deutschen Verkehr.
1. Oktober 1911 bis 1. Oktober 1912.

Gesamtwortzahl	Gesandt an:						
	Küstenstationen				Bordstationen		
	Deutschland	Ausland	Marconi	Telefunken	Telefunken Debeg	Marconi	Sonstige
725 795	82 643	264 736	74 197	23 589	216 485	54 552	9593
Davon entfallen auf:	10,6 %	36,6 %	10,2 %	3,5 %	30,3 %	7,3 %	1,5 %
	60,9 %				39,1 %		

Gesamtwortzahl	Empfang von:						
	Küstenstationen				Bordstationen		
	Deutschland	Ausland	Marconi	Telefunken	Telefunken Debeg	Marconi	Sonstige
462 951	25 587	90 294	80 041	6234	199 803	51 599	9393
Davon entfallen auf	5,5 %	19,5 %	17,5 %	1,3 %	43,1 %	11,1 %	2,0 %
	43,8 %				56,2 %		

Die Betriebssicherheit der drahtlosen Stationen ist von Jahr zu Jahr größer geworden, und die aus der Titanic-Katastrophe gezogenen Lehren haben wesentlich zur Verbesserung des drahtlosen Verkehrs auf See beigetragen.

Kurz nach dem Untergang der „Titanic“ habe ich im April 1912¹⁾ folgende Grundsätze für die weitere Ausgestaltung der drahtlosen Stationen und des drahtlosen Dienstes veröffentlicht:

1. Die Aussendung von drahtlosen Zeitsignalen und Wettermeldungen muß international geregelt werden.

2. Alle mit Funkentelegraphie versehenen Schiffe sollen verpflichtet werden, Wettermeldungen an vorüberfahrende Schiffe weiterzugeben, welche nicht mit Funkentelegraphie ausgerüstet sind, oder alle Schiffe sollen mit Empfangsapparaten für Aufnahme von Zeitsignalen und Wetternachrichten ausgerüstet werden.

3. Ein internationaler drahtloser Nachrichtendienst, enthaltend wichtige Meldungen für Seefahrer, wie Nachrichten über Seezeichen, Eisverhältnisse usw. soll eingerichtet werden.

4. Alle Schiffe sollen durch Gesetz gezwungen werden, Beobachtungen über das Fahrwasser, Wracks, Seezeichen, Eis usw. drahtlos nach Land und nach anderen Schiffen zu melden.

5. An den Küsten soll eine genügende Anzahl von drahtlosen Richtungssendern aufgestellt werden, um die Orientierung der Schiffe bei Nebel zu ermöglichen.

6. Alle Passagierdampfer müssen drahtlose Stationen erhalten.

7. Bei der Konzessionierung von drahtlosen Stationen muß die maximal zulässige Dämpfung der ausgesandten Wellen vorgeschrieben werden, um möglichste Störungsfreiheit im internationalen Verkehr zu erzielen.

Entwicklung des drahtlosen Verkehrs in der Handelsschifffahrt und dessen Abhängigkeit von der Reisesaison.

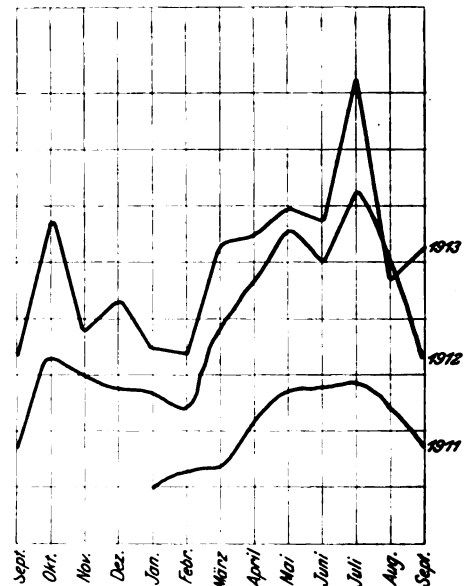


Fig. 1.

¹⁾ Hamburger Beiträge 30. April 1912. Generalanzeiger Mannheim 2. Mai 1912. Nationalzeitung 2. Mai 1912.

8. Alle Schifffahrt treibenden Staaten sollten dem Internationalen Funkentelegraphenvertrag ohne Einschränkung beitreten.

9. Die Aufstellung von besonderen funkentelegraphischen Notstationen an Bord sollte Vorschrift sein.

10. An Bord der größeren Passagierdampfer ist eine festmontierte Notantennenanlage einzurichten, welche in Funktion tritt, sobald die Hauptantennenanlage Havarie hat.

11. Auf allen großen Schiffen muß die Station dauernd von Berufs-telegraphisten besetzt sein.

12. Auf kleineren Schiffen, auf denen nur ein Berufs-telegraphist beschäftigt ist, muß dieser durch Schiffsangestellte abgelöst werden, welche in der Lage sind, Schiffsanrufe und Notsignale aufzunehmen.

13. Alle Schiffe, welche Pressetelegramme mit langer Wellenlänge aufnehmen, müssen in der Lage sein, während der Aufnahme gleichzeitig die mit normaler Welle gegebenen Notrufe aufzunehmen.

Bei den im Juni/Juli 1912 stattgefundenen Unterhandlungen während des Internationalen Kongresses für Funkentelegraphie in London haben die Delegierten der meisten Staaten sich von ähnlichen Gesichtspunkten leiten lassen und es ist erfreulich, daß die meisten der hier ausgesprochenen Wünsche inzwischen in Erfüllung gegangen sind, während einige auf dem im November 1913 in London tagenden Internationalen Schifffahrtskongreß noch zur Sprache kommen werden.

Die Katastrophe der „Titanic“ im April 1912 hat also auf die im gleichen Jahre in London tagende internationale Konferenz für Funkentelegraphie, die von allen Kulturstaaen beschiedt war, ihren Einfluß geltend gemacht.

Von den vielen wichtigen neuen Beschlüssen gegenüber dem Berliner Verträge von 1906 seien die nachfolgenden wegen ihrer grundsätzlichen Bedeutung für den allgemeinen öffentlichen Funkentelegraphenverkehr auf See hier noch einmal angeführt.

1. Die Passagierdampfer aller Länder sind unter Berücksichtigung ihrer Größe, Geschwindigkeit und Passagierzahl in drei Klassen eingeteilt:

Schiffe erster Klasse müssen mit mindestens zwei Berufs-telegraphisten besetzt werden, die Tag und Nacht den Dienst wahrzunehmen haben.

Schiffe zweiter Klasse mit einem Berufs-telegraphisten haben beschränkte Dienststunden für den Funkentelegraphendienst, während in der übrigen Zeit alle zehn Minuten jeder vollen Stunde durch besonders hierzu ausgebildetes Bordpersonal auf Anrufe und Notsignale geachtet werden soll.

Schiffe dritter Klasse (Frachtdampfer) sind an keine besonderen Vorschriften gebunden.

Durch diese stete Dienstbereitschaft einer großen Zahl von Ozeandampfern wird die Sicherheit auf See wesentlich gefördert, da der Notanruf eines hilfebedürftigen Schiffes zu jeder Tages- und Nachtzeit von einer größeren Zahl von Stationen wahrgenommen wird.

2. Als weiteres Sicherungsmittel ist für alle Schiffe der ersten und zweiten Klasse ein von dem Maschinenstrom des Schiffes gänzlich unabhängiger sogenannter Notsender vorgeschrieben, der für die Schiffe der ersten Klasse eine Reichweite von mindestens 80 Seemeilen haben muß.

3. Um neben der Aufnahme von längeren Telegrammen, wie z. B. die Zeitungsnachrichten, auch die Möglichkeit der Aufnahme eines Notanrufs zu sichern, müssen bei der Übermittlung derartig langer mit besonderer Welle gegebener Telegramme verschiedene Pausen eingelegt werden, um den empfangenden Stationen Gelegenheit zu geben, während dieser Pause ihren Empfangsapparat auf die Normalwelle von 600 m einzustellen.

4. Der ganze Telegraphenbetrieb ist durch internationalen Beschluß auf den Schiffen aller Nationen dem Kapitän unterstellt.

5. Der Notanruf ist allgemein international auf die Zeichen S O S festgesetzt. Die Stationen, die ein Notzeichen wahrnehmen, haben sich hinsichtlich des telegraphischen Verkehrs den Weisungen des Schiffes zu fügen, von dem der Notanruf ausgeht. Auch diese Bestimmung ist neu und wichtig, da das in Not befindliche Schiff nunmehr die Leitung des durch die Seenot veranlaßten Verkehrs selbst in die Hand bekommt und schnell alle Verabredungen mit dem ihm am nächsten befindlichen Schiffe treffen kann.

6. Die Hauptverkehrswelle der Bordstation ist auf 600 m festgesetzt. Die ausgesandten Wellen müssen so rein und so wenig gedämpft sein wie möglich.

7. Der Verkehr einer Bordstation mit einer Küstenstation darf nur stets mit der nächstgelegenen erfolgen. Eine Ausnahme machen hierbei Telegramme, die für das Land bestimmt sind, dessen Hoheitszeichen das Schiff trägt und an eine in diesem Lande gelegene Küstenstation gerichtet sind. Derartige Telegramme können aus einer beliebigen Entfernung abgegeben werden, wenn sich sowohl die Bord- wie die Küstenstation in diesem Falle für den Anruf und die Übermittlung einer Wellenlänge von 1800 m bedienen, unter der Voraussetzung, daß das Schiff mindestens 25 Meilen von der nächstgelegenen Küstenstation entfernt ist, und die höchste Kraft des Stromerzeugers 5 KW nicht übersteigt. Hierdurch findet

eine beachtenswerte Erleichterung für den allgemeinen Verkehr mit der 600-m-Welle statt.

8. Zur Vermeidung unnötigen Kraftaufwandes, der besonders in befahrenen Gewässern, wie z. B. dem Kanal, außerordentlich störend wirkt, ist die Bestimmung getroffen, daß die technische Einrichtung der Sender die Einstellung einer Mindestreichweite von 15 Seemeilen ermöglichen soll.

9. Um den Verkehr einer Bordstation mit einer Küstenstation zu erleichtern, sind die früher erlassenen Vorschriften über Peilungs- und Gradangabe für die Bordstationen fortgefallen, da diese zu beschaffen stets mit Zeitverlust verknüpft waren. Nach dem 1. Juli dieses Jahres hat die Bordstation nur anzugeben, die ungefähre Entfernung des Schiffes von der Küstenstation in Seemeilen und den Schiffsort in kurzer und den Umständen angepaßter Form, den nächsten Anlaufhafen des Schiffes, sowie die Zahl der zu übermittelnden Funkentelegramme.

10. Die den internationalen Beschlüssen beigetretenen Staaten sind gehalten, die nötigen Vorkehrungen zu treffen, um Nachrichten über Wetter und Eis an die Schiffe gelangen zu lassen.

Ferner sind Einrichtungen getroffen, um genaue Zeitsignale zu bestimmten Zeiten den Schiffen funkentelegraphisch mitzuteilen. Alle den Dienst betreffenden Notizen werden von allen Beteiligten kostenlos befördert, wie dies seit langem für alle Landtelegramme schon der Fall ist.

11. Die Art der zulässigen Funkentelegramme ist gegenüber der früheren Vereinbarung wesentlich vermehrt worden. Es sind nunmehr zugelassen: Funkentelegramme mit vorausbezahlter Antwort, Funkentelegramme mit Vergleichung, durch Eilboten zu bestellende Funkentelegramme, durch die Post zu bestellende Funkentelegramme, zu vervielfältigende Funkentelegramme, Funkentelegramme mit Empfangsanzeige, sowie dringende Funkentelegramme.

Den Abschluß aller dieser, zum Teil außerordentlich wichtigen Neuerungen auf dem Gebiete des internationalen Funkentelegraphenverkehrs bildet aber der von allen Nationen gutgeheißene Beschluß der Konferenz, die Verkehrspflicht, die früher nur für die Bordstationen im Verkehr mit Küstenstationen allgemein bestand, auch auf allen Bordstationen, ohne Rücksicht auf das funkentelegraphische System, auszudehnen. Die früher so oft beklagten „Systemschwierigkeiten“, veranlaßt durch die Weigerung bestimmter Gruppen, sich am Radioverkehr auf hoher See zu beteiligen, sind hiermit in Fortfall gekommen. Die Verpflichtung erstreckt sich nicht nur auf die Aufnahme von Funkentelegrammen von einer anderen Schiffsstation, sondern auch auf die Weiterleitung eines Funken-

telegramms über eine oder zwei Bordstationen an eine Küstenstation. Hierdurch ist auch der Verkehr von hoher See nach dem Lande, wenn eine unmittelbare Verbindung mit einer Küstenstation nicht vorhanden ist, sichergestellt.

Es ist bekannt, daß die Titanic-Katastrophe in die Bauzeit des Dampfers „Imperator“ der Hapag fiel, und daß die Gesellschaft keinerlei Mühe und Unkosten scheute, um bei dem Bau des an und für sich schon vom Standpunkt der Sicherheit aus mustergültig gebauten Schiffes sämtliche Vorkehrungen zu treffen, welche nach den letzten traurigen Erfahrungen sich noch als nötig erwiesen hatten oder geeignet waren, das Sicherheitsgefühl der Passagiere zu erhöhen.

D. Imperator.



Fig. 2.

Eine Reihe von Anregungen wurden gelegentlich einer Audienz von Schiffsverkehrsvertretern in Homburg, Mitte Mai 1912, von Sr. Majestät dem Kaiser selbst gegeben; Se. Majestät wies bei seinen Ausführungen auch auf die wichtige Rolle hin, welche die Funkentelegraphie bei Seeunfällen zu spielen berufen sei.

Die Hamburg-Amerika-Linie stellte der „Telefunken-Gesellschaft“, welcher seitens der Debeg die Konstruktion einer drahtlosen Station für den „Imperator“ übertragen war, unter diesen Umständen die Aufgabe ganz besonders schwer.

Die besonders erwähnenswerten Punkte der Aufgabe sind folgende:

1. Die Station soll den zu erwartenden Verkehr mit Leichtigkeit bewältigen können.
2. Die Station soll während der ganzen Überfahrt täglich Presse- und Privattelegramme *d i r e k t* vom Land aufnehmen können.
3. Die Station soll alle anderen Schiffe an S e n d e reichweite übertreffen.

4. Die Station soll, außer mit den internationalen Verkehrswellen von 300 und 600 m, auch mit der neuerdings zugelassenen Welle 1800 m ausgerüstet sein und mittels dieser Welle möglichst lange in direkter wechselseitiger Verbindung mit Deutschland bleiben.

5. Es soll möglich sein, während der Aufnahme der mit sehr langer Welle gegebenen Presstelegramme gleichzeitig Anrufe und Notsignale aufzunehmen.

6. Es soll möglich sein, auch während des Absendens von Telegrammen Notsignale von anderen Schiffen zu hören.

7. Besonderes Gewicht ist auf Durchbildung der Notanlage zu legen, und zwar:

- a) durch Herabfallen der Hauptantenne darf die Station nicht außer Betrieb kommen;
- b) die Station muß selbst d a n n in Betrieb bleiben, wenn einer der Masten bricht;
- c) es muß doppelte Reserve des Senders vorhanden sein, und der Verkehr muß selbst dann aufrecht erhalten werden können, wenn außer der Hauptmaschine auch die Reservebeleuchtungsmaschine versagt.

Wie „Telefunken“ diese, für ein Handelsschiff bisher noch nie gestellten Forderungen erfüllte, sollen die nachstehenden Ausführungen zeigen, aus denen hervorgehen wird, daß die funkentelegraphische Anlage auf dem „Imperator“ das Non plus ultra in technischer Durchbildung, in Leistung sowie hinsichtlich des internationalen Verkehrs bedeutet.

A n o r d n u n g d e r S t a t i o n .

Für die Unterbringung der Apparate und als Wohn- und Betriebsräume stehen fünf Räume und ein Anbau zur Verfügung (Fig. 3), die sich auf dem obersten Deck, dem sogenannten A-Deck, befinden.

In dem, mit schalldichten Wänden versehenen Hauptraume ist in einem Schrank die Sendeapparatur der Station für den Nahverkehr und der Hammerinduktor des Notsenders installiert. Oberhalb des Schrankes ist das Ampere-meter und das Luftdrahtvariometer, vermittlels welchem die Abstimmung des Antennenkreises auf den Erregerkreis geschieht, angebracht. Auf dem Tische neben dem Schrank steht ein Wellenmesser, der den Zweck hat, jederzeit die Abstimmverhältnisse der Station zu kontrollieren. An der Seitenwand über dem Tische befindet sich das Schaltbrett mit den erforderlichen Meß- und Kontrollapparaten.

Sicherungen und Schaltern; Anlasser und Tourenregulatoren für die Maschinenaggregate sind unter dem Schaltbrett an der Wand montiert.

Auf einem besonderen Tische sind die beiden Empfangsapparate, die Zwischenhöreinrichtung, die Lautstärkemesser und die drei Taster für die drei verschiedenen Stationsarten angeordnet (Fig. 10). Zu diesem Tisch führen alle Leitungen, die für den Betrieb der Anlage in Betracht kommen, so daß der Telegraphist von seinem Stuhle aus, ohne aufzustehen, alle während des Betriebes notwendigen Handgriffe vornehmen kann. Hier ist also die Zentralstelle der ganzen Anlage.

Anordnung der Telefunkenstation des D. Imperator.

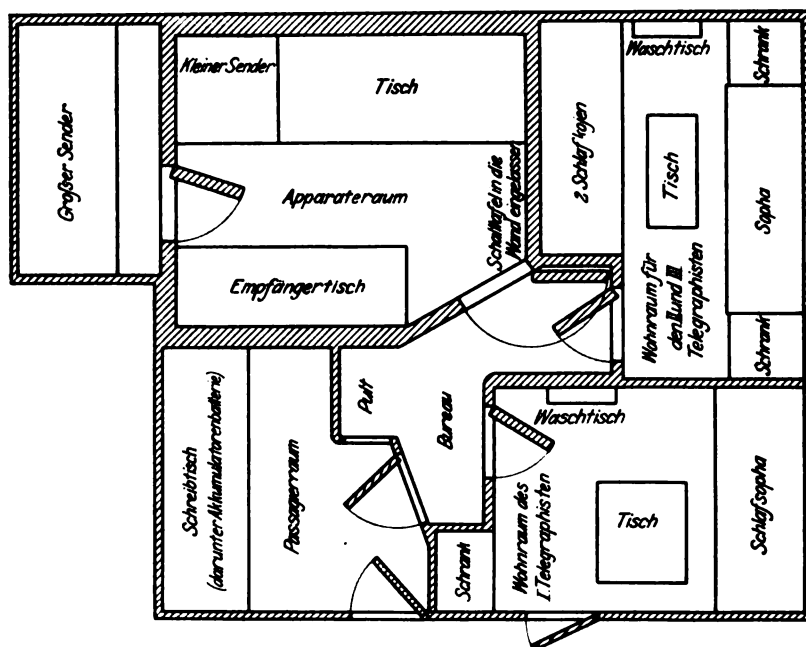


Fig. 3.

In einem Anbau, der mit dem Hauptraum durch eine Tür in Verbindung steht, ist der Sender der großen Station untergebracht (Fig. 3).

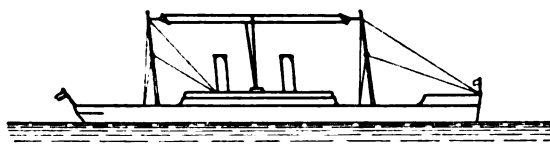
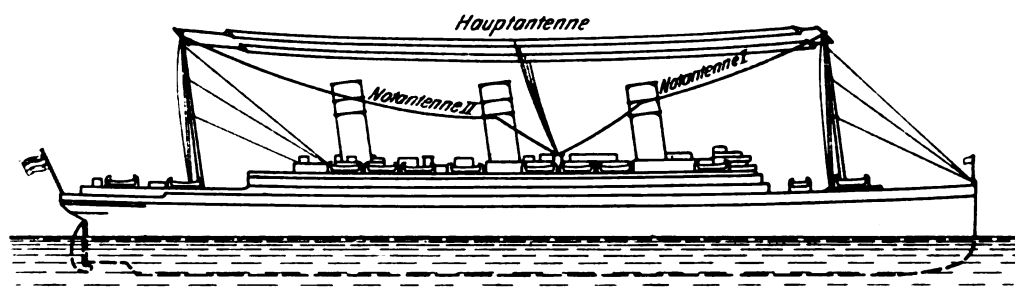
Vor dem Hauptraum befindet sich das Bureau des ersten Telegraphisten, in dem die Entgegennahme der Telegramme erfolgt, und der Passagierraum mit Schreibtischen zum Abfassen der Telegramme. Unter den Schreibtischen, im Passagierraum, ist die Akkumulatorenbatterie des Notsenders eingebaut.

Den drei Telegraphisten stehen zwei Wohnräume zur Verfügung; der erste Telegraphist bewohnt ein Zimmer für sich, während der zweite und dritte Telegraphist sich in das andere Zimmer teilen.

Der Hauptraum und der Schalterraum sind mit Oberlicht versehen, in das die isolierten Zuführungen zur Antenne eingelassen sind (Fig. 6).

Damit das Geräusch der Motorgeneratoren nicht störend wirkt, sind die Maschinen räumlich getrennt aufgestellt. Sie befinden sich in dem Fahrstuhlschacht neben den Fahrstuhlmotoren, ungefähr über dem Anbau, in dem der Sender der großen Station steht. Da die Maschinen während des Betriebes keinerlei Wartung und Beaufsichtigung bedürfen und die Regulierung der Tourenzahl und der Spannung vom Sitze des Telegraphisten aus erfolgt, lagen keine Bedenken gegen die räumliche Trennung vor.

Vergleich zwischen der Antennenanlage des D. Imperator und des Cap Arcona der H. S. D. G.



	Höhe über Wasserspiegel	Länge des Schiffes	Drahtlänge
Imperator.	64 m	268 m	170 m
Cap Arcona.	40 m	153 m	88 m

Fig. 4.

Antennenanlage.

Der „Imperator“ ist das erste Handels-Schiff, welches eine dreifache Antennenanlage besitzt. In Fig. 4 ist deutlich die in T-Form zwischen den beiden Masten isoliert aufgehängte Hauptantenne erkennbar, zu der die von der Station ausgehenden Zuführungsdrähte vor dem mittleren Schornstein emporführen. Die etwa 64 m über dem Wasserspiegel befindlichen vier Drähte der Antenne haben je eine Länge von 170 m. Zur Erzielung eines möglichst großen Abstandes der einzelnen Drähte voneinander ist an jeden Mast eine 5 m lange, feste Rahe angebracht, an deren Enden zwei lose Rahen von 2,5 m befestigt sind, welche die vier Antennendrähte

tragen (Fig. 5). Die Gesamtbreite der Hauptantenne beträgt mithin $7\frac{1}{2}$ m, die Eigenwelle beträgt ca. 720 m bei einer Kapazität von ca. 2300 cm.

Außer dieser Hauptantenne, welche in erster Linie in Verbindung mit der großen Station für 1800 m Verkehr auf große Reichweiten und für Presseempfang in Betracht kommt, besitzt der Imperator noch zwei weitere, unabhängige Antennen, welche bei der Ausübung des normalen Telegraphenverkehrs in Verbindung mit der kleinen Station, oder auch mit der Notstation arbeiten.

Jede dieser Antennen besteht aus einem Draht, welcher von den Mastspitzen nach 3 m langen, an den Schornsteinen befestigten Auslegern und von dort zur Station führt.

Durch diese bisher in der Handelsschiffahrt einzig dastehende Einrichtung ist eine weitgehende Betriebssicherheit gewährleistet. Sollte nämlich — wie dies bei Sturm häufig vorkommt — die Hauptantenne brechen, so ist in Gestalt

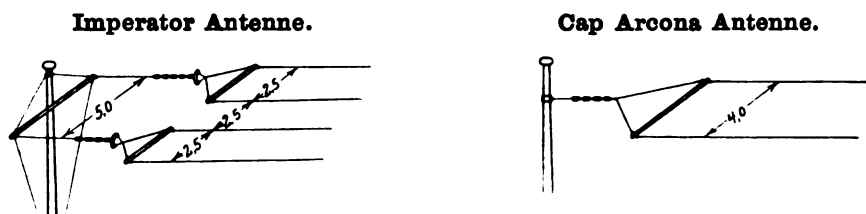


Fig. 5.

der beiden Nebenantennen eine doppelte Reserve vorhanden, und selbst wenn einer der Masten brechen sollte, kann das Schiff mittels der nach dem stehen gebliebenen Maste führenden Antenne auf erhebliche Reichweiten sprechen.

Ein besonders prägnantes Bild von der Überlegenheit der Antenne und damit der Funkenstation des „Imperator“ gegenüber einem Dampfer von ungefähr 10 000 t gibt die Fig. 4. Während ein Schiff von diesen Dimensionen nur eine Antenne besitzt, welcher gewöhnlich eine Energie von etwa $1\frac{1}{2}$ KW zugeführt wird, besitzt der „Imperator“ nicht nur zwei derartige Antennen, jede für annähernd die gleiche Leistung bestimmt, sondern außerdem noch die große Antenne, welche den vierfachen Betrag an Hochfrequenzenergie aufnehmen kann.

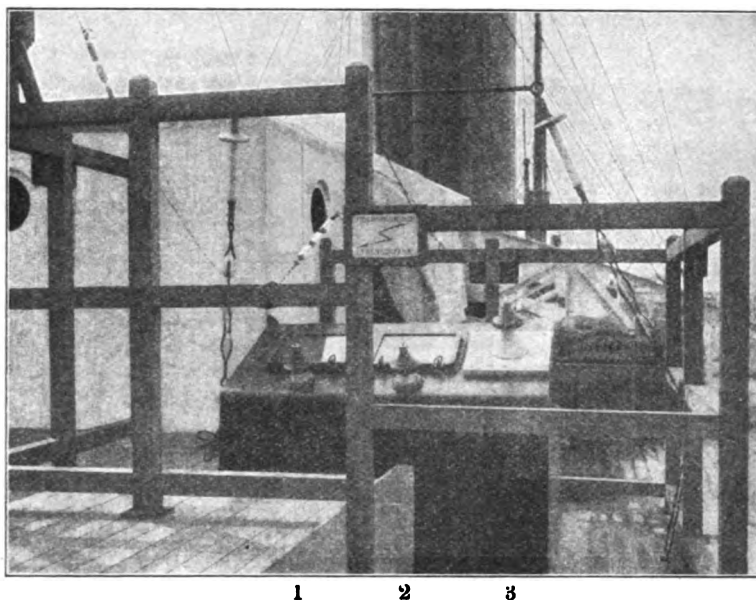
S e n d e a n l a g e.

Die Sendeanlage des „Imperator“ setzt sich zusammen aus:

Großstationssender für Leistungen von	1500/3000 km,
Kleinstationssender für Leistungen von	600/1200 „ ,
Notsender für Leistungen von	200/ 400 „ .

Der Großstation dient als Stromquelle ein an das Lichtnetz des Schiffes angeschlossener Gleichstrom-Wechselstrom-Umformer, bestehend aus einem Gleichstrommotor von ca. 18 PS Leistung und einem Wechselstrom-Generator von ca. 10 KW Leistung bei einer Spannung von 220 Volt. Die Tourenzahl des Umformers beträgt normal 1500 Umdrehungen pro Minute. Die Periodenzahl des Generators 500 pro Sekunde. Sie läßt sich zum Zwecke der Toneinstellung durch Tourenregulierung in den Grenzen von 480—650 pro Sekunde variieren. Zur Regulierung der Erregerspannung des Generators und der sekundlichen Funkenfolge

Einführung der Antenne in die Station.



1 und 2 Sprühschutzdurchführung der beiden Notantennen.
3 Sprühschutzdurchführung der Hauptantenne.

Fig. 6.

dient ein verstellbarer Schiebewiderstand, durch den die Reinheit des ausgesandten Tones bestimmt wird.

Der Wechselstrom des Generators wird durch einen eisengeschlossenen Transformator von 220 auf 10 000 bis 12 000 Volt transformiert. In Serie mit der Sekundärwicklung desselben liegt eine Sekundärdrossel, deren Wicklung aus mehreren festen feindrähtigen Spulen besteht. Die Drossel ist so geschaltet, daß sie einesteils als Schutz für den Transformator gegen Hochfrequenz, anderen-teils zur Herstellung der Resonanz zwischen Transformator und Erregerkreis dient. Der Erregerkreis besteht aus einem Plattenkondensator, einer 16-teiligen Lösch-funkenstrecke und einer variablen Selbstinduktionsspule. Letztere trägt mehrere

Stöpselkontakte zur Einstellung von verschiedenen Wellen. Der Wellenbereich der Station umfaßt ein Intervall von 600—3000 m, gearbeitet wird jedoch fast ausschließlich mit der 1800-m-Welle.

Den kompletten Sender, wie er speziell für den „Imperator“ angefertigt wurde, zeigt bis auf die Maschinenanlage, die Fig. 7.

Sender der Großstation.

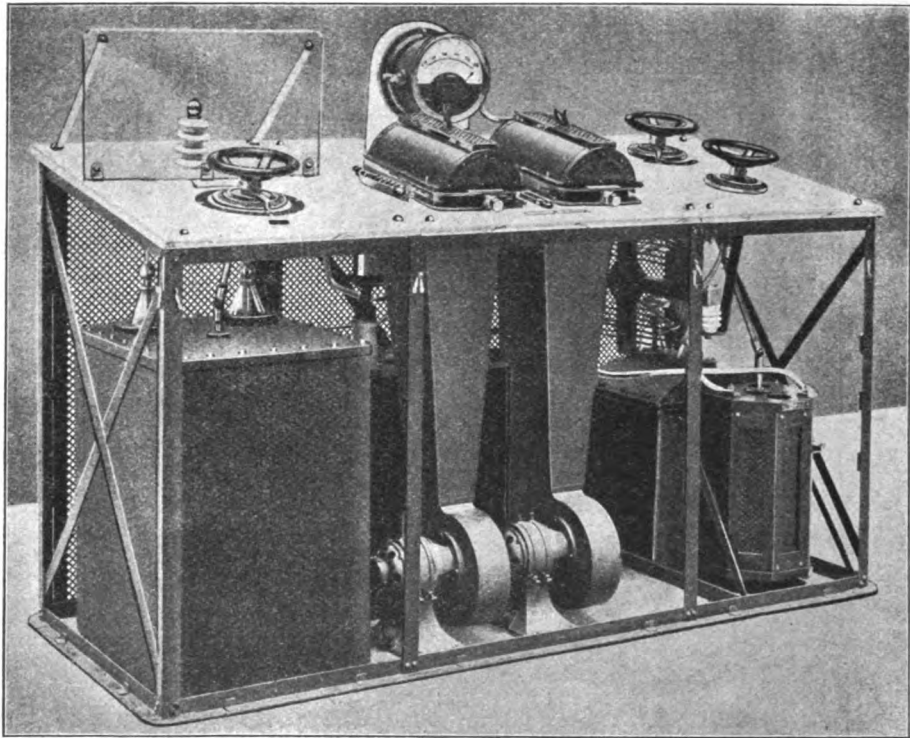


Fig. 7.

Die zum Erregerkreise gehörigen Apparate sind in ein Eisengestell eingebaut, und zwar sehen wir von links nach rechts den Plattenkondensator, zwei Ventilatoren für die Funkenstrecke, dahinter den Hochspannungstransformator, dann die Erregerselbstinduktion und die Luftdrahtspulen. Auf der Marmorplatte befinden sich außer den beiden Löschfunkenstrecken in der Mitte und dem in den Luftdraht eingeschalteten Hitzdrahtamperemeter drei Handräder, mittels welcher die Abstimmung des Senders auf eine bestimmte Wellenlänge erfolgt. Das Handrad links dient zur Einstellung einer bestimmten Erregerkapazität, die beiden Handräder rechts zur Einstellung der Kupplung und Veränderung der Wellenlängen im Erregerkreis und im Luftdraht.

Die **Kleinstation** (Fig. 8) ist zusammen mit dem Notsender in einen Holzschrank eingebaut. Sie wird betätigt durch einen an das Schiffsnetz angeschlossenen Gleichstrom-Wechselstrom-Umformer von ca. $2\frac{1}{2}$ KW Wechselstrom-

Sender der Kleinstation und Notstation.

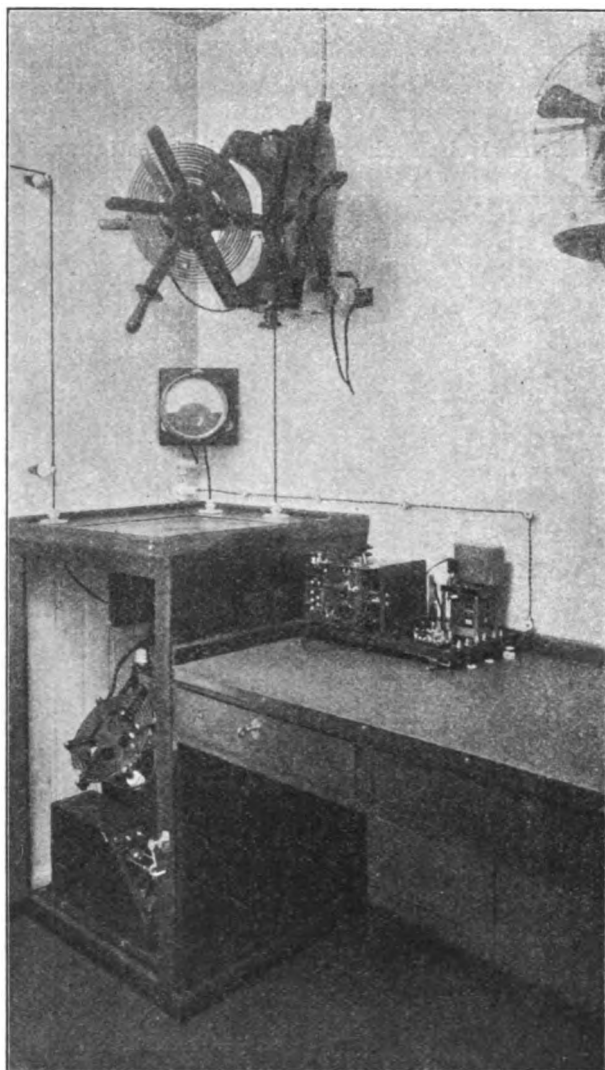


Fig. 8.

leistung. Im übrigen ist der Sender nach denselben Grundsätzen gebaut wie der der Großstation.

In dem Schrank, nicht sichtbar, ist Transformator, Erregerkapazität und Funkenstrecke, während die Selbstinduktionsspule des Erregerkreises deutlich zu sehen ist. Diese besteht aus einer mit Stöpselanschlüssen versehenen Kupfer-

bandspirale, welche gut isoliert, an einer die übrigen Teile des Erregerkreises enthaltenden Eisenkonstruktion befestigt ist. Ein Pol dieser Spule ist mit der Funkenstrecke direkt verbunden, während der andere über die als Erregerkapazität dienende Batterie Leydener Flasche zur Funkenstrecke führt.

An der Spule befinden sich mehrere Anschlüsse zur Einstellung der verschiedenen Wellenlängen des Erregerkreises sowie zur Herstellung der günstigsten Kopplung.

Zentralschaltanlage für alle drei Stationen.

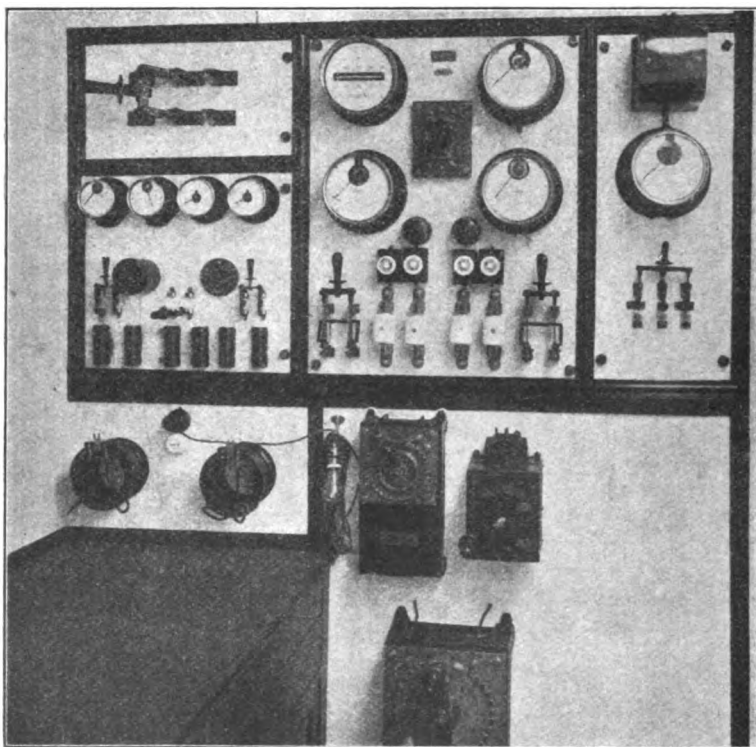


Fig. 9.

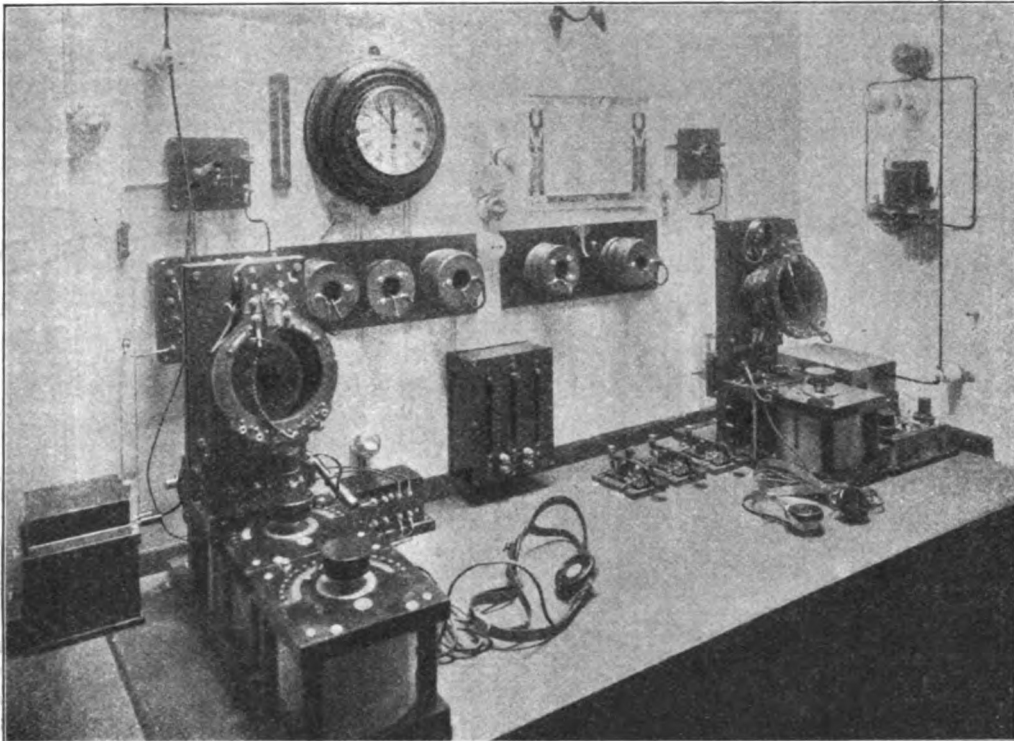
Zur Abstimmung des Luftdrahtes auf eine bestimmte Wellenlänge ist die an der Wand montierte variable Abstimmospule bestimmt. Das unter der Spule sichtbare Hitzdrahtamperemeter dient als Kontrolle für die gute Abstimmung und zeigt den Wert des Antennenstromes an.

Von dem Notsender sehen wir in Fig. 8 nur den Induktor mit angebaute Unterbrecher. Als Stromquelle zum Betriebe des Induktors kommt eine Akkumulatorenbatterie zur Verwendung, welche sowohl mit der Hauptbeleuchtungsanlage, als auch mit der Notbeleuchtungsanlage des Schiffes in Verbindung steht.

Im übrigen werden für die Notanlage einzelne Teile des Erregerkreises der Kleinstation benutzt.

Versagt das Schiffsnetz aus irgend einem Grunde, so braucht lediglich einer der auf der Zentralschalttafel der Station (Fig. 9) befindlichen Schalter betätigt zu werden, um die Notanlage in Funktion zu setzen.

Empfangsanlage des D. Imperator.



↓
Prüfapparat.

↓
Empfänger für
große Antenne.

↓
Laut-
stärkemesser.

↓
Taster.

↓
Empfänger für
kleine Antennen.

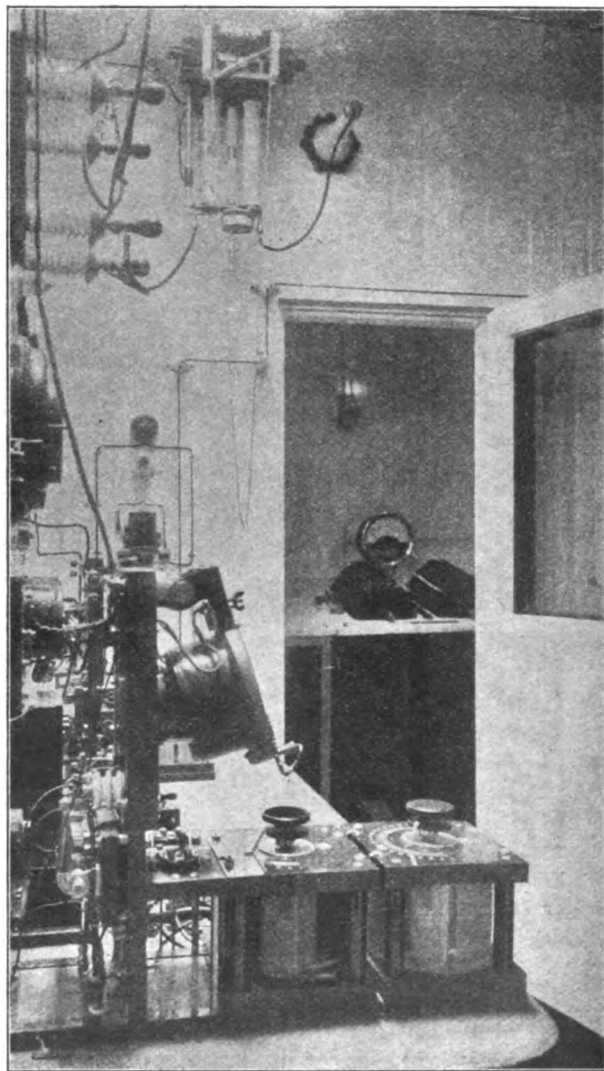
Fig. 10.

Empfangsanlage.

Die Empfängerstation ist in Fig. 10 und Fig. 11 (Seitenansicht) abgebildet. Sie besteht aus zwei getrennten Empfangsanlagen, und zwar links für die große Antenne und rechts für die beiden kleinen Antennen. Beide Anlagen können gleichzeitig in Betrieb genommen werden, d. h. während der mit der großen Antenne verbundene Empfangsapparat die mit langer Welle gegebenen Nachrichten aufnimmt, kann der zweite Empfangsapparat, in Verbindung mit einer der Notantennen, die mit kleiner Welle ankommenden Telegramme bzw. Notsignale annehmen.

Die Einzelheiten dieser Apparate sind schon oft beschrieben worden; ich habe nur zu bemerken, daß eine Vorrichtung vorhanden ist, mit welcher die Empfangsapparate automatisch eingeschaltet werden, sobald der Sender nicht

Empfangsanlage (Seitenansicht).



An der Decke automatischer Antennenschalter.
Im Hintergrunde der große Sender.

Fig. 11.

betätigt wird. Andererseits ist eine automatische Blockierungsvorrichtung vorhanden, welche die Einschaltung der Empfänger während des Sendens mit Rücksicht auf die damit verbundene Lebensgefahr unmöglich macht.

Dem Wunsch der Hamburg-Amerika-Linie entsprechend, sollte selbst ein

sehr reger Telegrammverkehr, wie er bei der Annäherung des „Imperator“ an die Küste zu erwarten war, unter allen Umständen bewältigt werden und selbst dann

Zwischenhöreinrichtung System Telefunken.

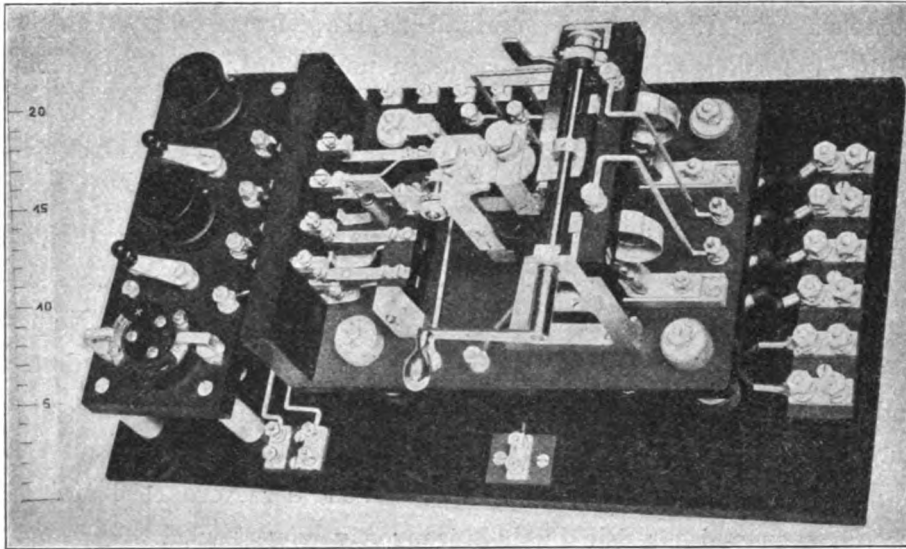


Fig. 12.

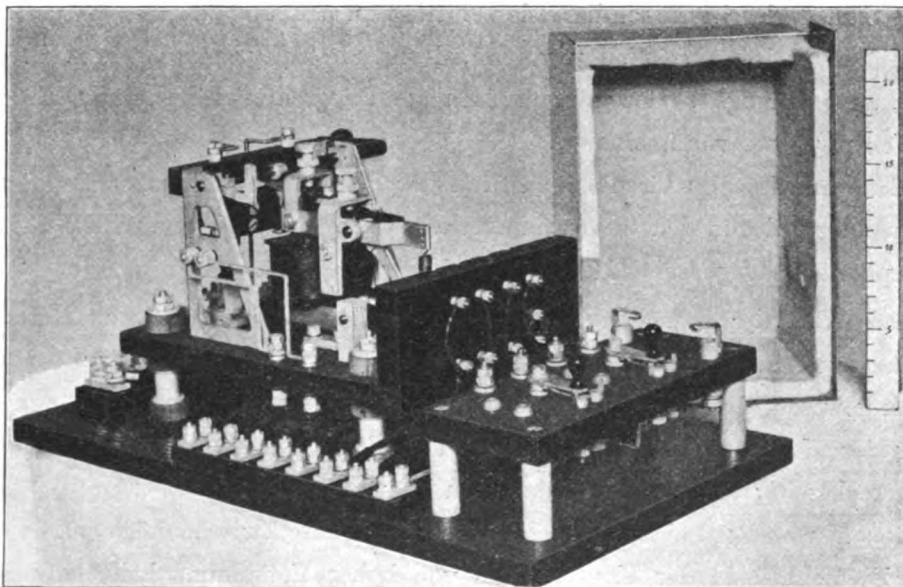


Fig. 13.

Signale von in Seenot befindlichen Schiffen aufgenommen werden, wenn die Station mit anderen Stationen arbeitet.

Beides wurde hauptsächlich durch die Anwendung einer „Zwischenhöreinrichtung“ erreicht. Die Wirkungsweise dieser Anordnung (Fig. 12 und 13) ist mit kurzen Worten folgende:

Im radiotelegraphischen Verkehr war man bisher gezwungen, beim Übergang vom Senden auf Empfang, die empfindlichen Empfangsmittel vor dem eigenen Sender durch besondere Schalter zu schützen und den Luftdraht abwechselnd mit dem Sender und Empfänger zu verbinden. Die sich daraus ergebende Betriebsart hat große Nachteile gegenüber der Betriebsart der Drahttelegraphie. Neben der Bedienung des Umschalters mußten die in gegenseitiger Verbindung stehenden Radiostationen immer wieder aufs neue Anrufzeichen oder dergleichen verabredete Zeichen geben, um den gegenseitigen Verkehr zu steuern.

Innerhalb der Zeit, wo die eine Station sendete, hatte weder die Empfangsstation noch eine dritte Station irgendwelche Einwirkung auf die Sendestation; die Sendestation ihrerseits konnte nicht wahrnehmen, ob die Signale verstanden oder durch fremde Stationen gestört wurden. Hieraus ergaben sich Zeitverluste, um so mehr, als gerade an bestimmten Stellen der Nordamerikafahrt der Verkehr schon an und für sich durch Störungen verzögert wird.

Die Imperator-Anlage ist nun mit Hilfe der Zwischenhöreinrichtung in der Lage, während des Sendens in den kleinen Pausen zwischen den einzelnen Senderzeichen Signale der korrespondierenden Station zu empfangen.

Hierdurch ist es möglich geworden, dringende Telegramme, wie z. B. Notsignale, zu bevorzugen, oder je nach Sachlage Telegrammwiederholung, Energie- und Wellenwechsel vorzunehmen.

Einerseits ist dies für die Sicherheit der Schifffahrt von großer Bedeutung, andererseits wird für den Telegrammverkehr eine große Zeitersparnis, für den Telegraphisten dagegen eine Betriebserleichterung erzielt.

Der Wert der Zwischenhöreinrichtung ist schon bei der ersten Reise des Dampfers voll in Erscheinung getreten; ohne diese Einrichtung wäre es nicht möglich gewesen, die Unzahl von Telegrammen der Pressevertreter, die der Einladung der Hamburg-Amerika-Linie zur Teilnahme an der ersten Reise gefolgt waren, rechtzeitig an die Küstenstationen abzusetzen.

Das hier an Bord eines Handelsschiffes eingebaute Zwischenhörrelais ist trotz seiner Einfachheit in der Konstruktion von hoher Vollkommenheit, hauptsächlich aus dem Grunde, weil man bei dieser Ausführung selbst mit sehr empfindlichen Kontaktdetektoren arbeiten kann.

Die Arbeitsweise der Zwischenhörvorrichtung ist so, daß die Empfangsapparate mit den Sendeapparaten in Serie im Luftdraht liegen. Während des

Schaltungschema des Dampfers „Imperator“.

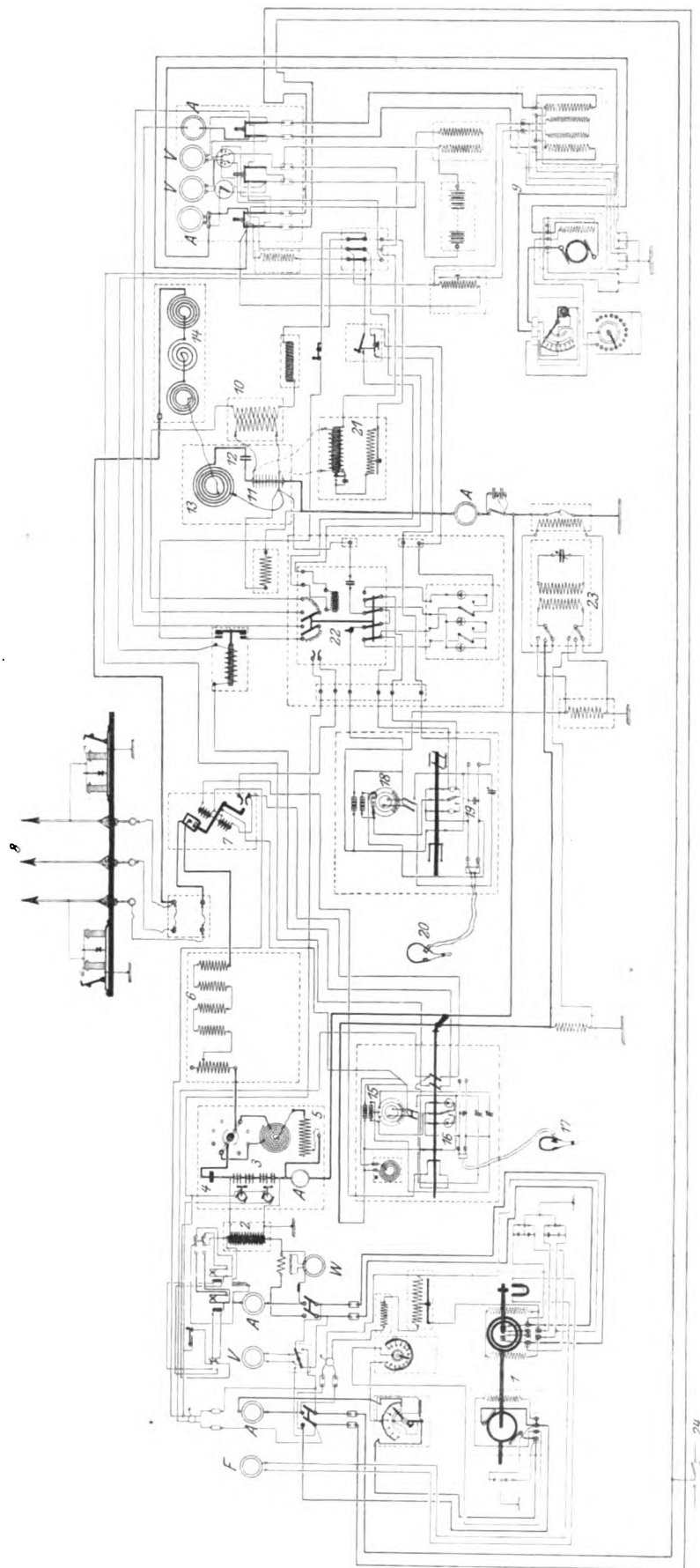


Fig. 14.

Sendens geht die Antennenenergie nicht durch den Empfänger hindurch, sondern findet einen bequemen Nebenweg durch eine parallel zum Empfänger geschaltete Abschaltfunkenstrecke.

Gleichzeitig werden die Leitungen des Empfangsapparates durch Relais automatisch unterbrochen. Beim Empfang dagegen ist der Empfänger eingeschaltet und der Sender hängt mit offenen, daher elektrisch nicht störenden, Schwingungskreisen mit an der Antenne.

Erläuterungen zum Schaltungsschema (Fig. 14).

Groß - Station.

- 1 Gleichstrom-Wechselstrom-Umformer und primäre Schaltanlage.
- 2 Transformator.
- 3 Funkenstrecke
- 4 Erreger-Kapazität
- 5 Erreger-Selbstinduktion
- 6 Luftdraht-Verlängerungsspulen.
- 7 Automatischer Antennen-Sende- und Empfangsumschalter.
- 8 Antennen-Einführungen.

Klein - Station.

- 9 Gleichstrom-Wechselstrom-Umformer und primäre Schaltanlage.
- 10 Transformator.
- 11 Funkenstrecken
- 12 Erreger-Kapazität
- 13 Erreger-Selbstinduktion
- 14 Luftdraht-Verlängerungsspulen.

Empfangsanordnung der Großstation.

- 15 Empfangsapparat.
- 16 Detektoren.
- 17 Telephon.

Empfangsanordnung für die Klein - Station.

- 18 Empfangsapparat.
- 19 Detektoren.
- 20 Telephon.

Verschiedenes.

- 21 Induktor für Notsender.
- 22 Zwischenhöreinrichtung.
- 23 Wellenmeß- und Prüfeinrichtung.
- 24 Anschluß an Reservekraftanlage.

Die hier beschriebenen technischen Mittel ermöglichen dem „Imperator“ eine außerordentliche Betriebsleistung, und es bedeutet einen Weltrekord, der sobald nicht geschlagen werden dürfte, daß die Imperatorstation während der ersten fünf Reisen etwa 172 000 Wörter — also im Durchschnitt pro Reise 34 400 Wörter — verarbeitet hat.

Tag und Nacht ist die Station, welche von drei Telegraphisten besetzt ist, in Tätigkeit, bald handelt es sich darum, ein Telegramm direkt nach Land zu geben, bald an ein anderes Schiff, oder es wird durch Vermittlung eines anderen Schiffes ein Ozeanbrief befördert. Dauernd werden Privattelegramme angenommen oder Diensttelegramme an die Schiffsleitung, neueste Zeitungstelegramme u. dgl.

Fig. 15 zeigt die Route des „Imperator“ mit den markierten Mittagspositionen, es ist ersichtlich, daß das Schiff auf der ganzen Reise entweder mit Land in wechselseitiger Verbindung steht, oder von Land die Depeschen erhalten kann. Außerdem ist das Schiff während der Überfahrt ständig mit einem oder mehreren Dampfern in Fühlung, welche die Weitervermittlung nach Land übernehmen können.

Am ersten Tage arbeitet das Schiff vorzugsweise mit Norddeich und Scheveningen. Am zweiten Tage mit den Stationen Bolthead und Lizard, sowie mit Norddeich. Auch am dritten Tage wird zum Teil noch direkt mit Norddeich gearbeitet und meistens sogar in der Nacht vom 3.—4. Reisetage noch. Crookhaven an der Irländischen Küste und Ouessant bei Brest sind noch am dritten Tage zu erreichen.

Nachdem in der Nacht vom 3.—4. Reisetage die wechselseitige Verbindung mit Norddeich abgerissen ist, tritt bereits eine Verbindung mit Flores (Azoren) ein, welche bis zum Mittag des 4. Reisetages dauert. Eine Lücke entsteht am 4. Reisetage von Mittags bis nachts, da die Kanadische Station Cap Race nur 1000 km reicht. Die Verbindung mit Cap Race wird am 6. Reisetage abgelöst durch die Verbindung mit Sable-Island, von dann ab ist ununterbrochene Verbindung mit der amerikanischen Küste, wobei die Telefunkenstation Sayville/Long-Island eine bedeutende Rolle spielt.

Die neuesten Pressenachrichten, welche der Passagier beim ersten Frühstück in Form einer geschmackvollen Zeitung vorfindet, werden nachts von der Reichspoststation Norddeich bei Emden und der Telefunkenstation Sayville/Long-Island direkt nach dem Schiff übermittelt. Bei der Ausreise nach New York nimmt der „Imperator“ gewöhnlich ausschließlich die Norddeichpresse bis zur Nacht vom 3.—4. Reisetage, in der nächsten Nacht vom 4.—5. Reisetage wird sowohl von Norddeich, als auch von Sayville Presse genommen und von dann ab bis New York ausschließlich von Sayville. Die Figur 15 zeigt, daß eine Benachrichtigung des

Route des D. Imperators und Angabe der Verkehrsmöglichkeiten mit Küstenstationen.

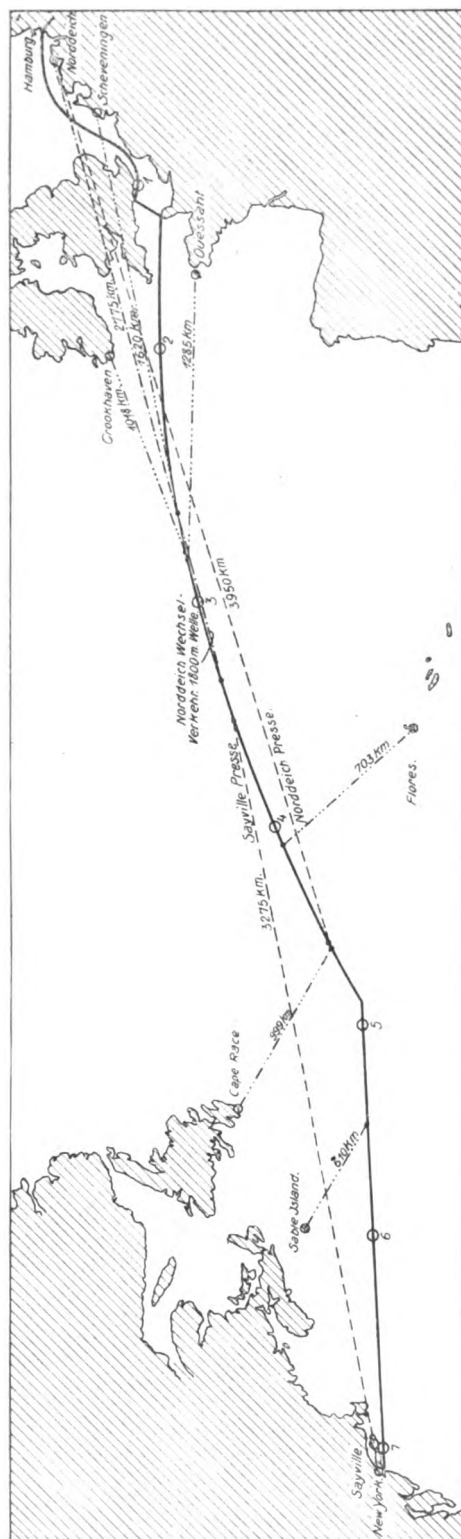


Fig. 15.

„Imperator“ direkt von Norddeich aus noch auf etwa 4000 km, also bereits in der Nähe der Kanadischen Küste, möglich ist.

Bei der Beschreibung der Stationsausrüstung ist besonders hervorgehoben worden, daß der „Imperator“ das erste Handelsschiff der Welt ist, welches mit einer leistungsfähigen Sendewelle von 1800 m ausgerüstet ist, während die normale Verkehrswelle nur 600 m beträgt. Dies bedeutet einen großen Fortschritt, weil der

Reichstelegraphenstation Norddeich bei Emden gibt täglich bis auf 4000 km Entfernung neueste Nachrichten an deutsche Schiffe.

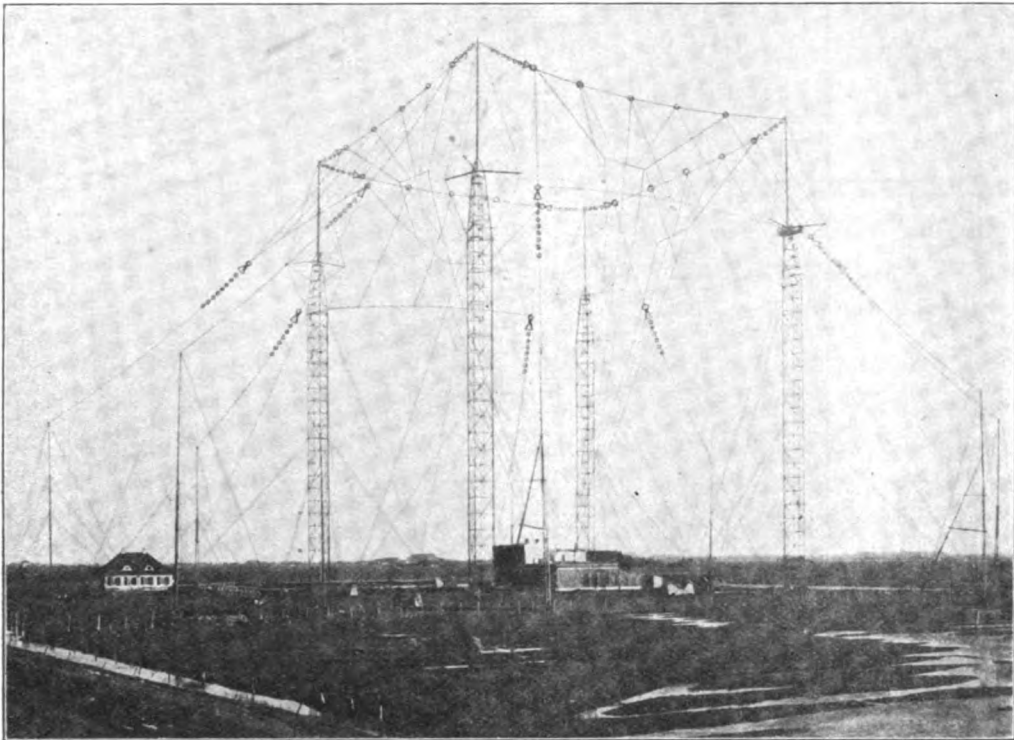


Fig. 16.

„Imperator“ mit 1800 m Welle direkt mit Deutschland wesentlich länger in wechselseitiger Verbindung bleiben, d. h. auch Telegramme direkt nach Deutschland absetzen darf, als mit der bisher nur allein zugelassenen 600 m-Welle.

Die Fig. 18 zeigt anschaulich, welche Vorteile die Einrichtung der 1800-m-Welle dem „Imperator“ bringt; denn bei Benutzung der 600-m-Welle hört der international festgelegte Verkehrsbereich — Norddeich/Imperator — bereits auf der Höhe von Terschelling auf, d. h. in einer Entfernung von 150 km von Norddeich, während bei Benutzung der 1800 m-Welle direkter Verkehr bis weit hinaus in den Ozean möglich ist und zwar bis etwa 2700 km von Norddeich entfernt, wo

in technischer Hinsicht die Verkehrsgrenze liegt. Die Figur zeigt, daß während der Durchfahrt durch den Kanal ein direkter Verkehr mit Norddeich mittels 1800 m-Welle nur zeitweise möglich ist. Dies ist auf die internationale Bestimmung zurückzuführen, daß der Verkehr mit dieser langen Welle nur erlaubt ist, wenn das Schiff sich mindestens 25 Seemeilen von der nächstgelegenen Küstenstation ent-

Telefunkenstation Sayville bei New York. Größte öffentliche Küstenstation an der amerikanischen Ostküste.



Fig. 17.

fernt befindet, im anderen Falle ist das Schiff gezwungen, mit der Welle 600 m zu arbeiten und seine Telegramme an die nächstgelegene Station abzusetzen.

Die Erfolge mit dem „Imperator“ haben bewiesen, daß die Zulassung der 1800 m - Welle, mit den vorher genannten Beschränkungen von großem Wert ist für ein Schiff von der Größe des „Imperator“. Nicht so wichtig ist diese Bestimmung für kleinere Schiffe, da die Antennen zur Aussendung

einer so langen Welle nicht geeignet sind. Günstiger würde jedenfalls eine Welle um 1000 m herum gewesen sein; aber es ist begreiflich, daß die Marinebehörden, welche sich von jeher den Wellenbereich von 600—1600 m reserviert haben, der Handelsschiffahrt die Benutzung von Wellen in diesem Bereich nicht erlauben.

Es ist bekannt, daß der drahtlose Verkehr im Kanal in den letzten Jahren einen enormen Umfang angenommen hat. Alle Handelsschiffe arbeiten mit der-

Verkehr Norddeich-Imperator mit 1800 m Welle.



Fig. 18.

selben Wellenlänge und es würde ein großes Durcheinander geben, wenn nicht die großen Betriebsgesellschaften, in deren Regie die meisten Schiffsstationen sich befinden, eine strenge Verkehrsdisziplin eingeführt hätten. Trotzdem aber kann man wohl sagen, daß der drahtlose Verkehr im Kanal, vor New York und anderen großen Häfen, bei ausschließlicher Verwendung der 600 m-Welle seine Grenzen bald erreicht hat und daß es erforderlich wird, eine oder mehrere neue Wellen zum Verkehr zuzulassen, damit eine Entlastung eintritt. Die 1800 m-Welle

allein wird — ganz abgesehen von den ihr außerdem noch auferlegten Beschränkungen — hierin keinen Wandel schaffen, wenn es auch sehr zu begrüßen ist, daß wenigstens die Riesendampfer mit ihrem großen Verkehr nicht allein auf die normale Welle angewiesen sind.

Eine englische Zeitung beschäftigt sich mit dieser Frage unter dem Titel „Germany's Wireless Defence“ und führt ungefähr folgendes aus:

„Als der neue deutsche Dampfer „Imperator“ seine erste Fahrt antrat, wuchs das Interesse und Erstaunen in der Öffentlichkeit, als es sich herausstellte, daß dieses Riesenschiff mit einer Großstation ausgerüstet war, mittels welcher ein direkter Verkehr mit Norddeich bei Benutzung einer Welle von etwa 2000 m stattfand. Eine ganz neue Einrichtung für einen Handelsdampfer!“

Bei der Abfahrt zur Jungferntour wurde ein riesiges Stück Arbeit geleistet und man kann den Deutschen nur dankbar sein, wenn sie aus eigenem Antriebe es vermieden haben, das gegenwärtige Durcheinander auf dem drahtlosen Trafalgar Square von Europa noch zu erhöhen.“

Vielleicht interessiert es, die Telefunkenbeamten des „Imperator“ einmal bei ihrer Tätigkeit zu belauschen. Der „Imperator“ ist auf der Rückreise nach Europa am dritten Tag nach der Abfahrt von Hoboken und demnach ziemlich inmitten des Ozeans. Es ist Mitternacht. Der erste Telegraphist, der den wichtigeren Nachtdienst hat, soll noch Depeschen nach dem Festland geben; er stellt Verbindung mit der amerikanischen Küstenstation Cape Race (Neufundland) her, doch verschwindet die Verständigung vor Erledigung sämtlicher Depeschen mit der Entfernung des Dampfers. Der Telegraphist ist nun darauf angewiesen, seine Depeschen nach Amerika über ein Zwischenglied zu befördern. Das Vereinigte Staatenkriegsschiff „Minnesota“, das sich zwischen dem „Imperator“ und Amerika befindet, erklärt sich bereit, vier Depeschen weiter zu befördern.

Diese Verbindung wird zeitweise durch das Dazwischenfunken des Dampfers „Newa“ gestört, der Verbindung sucht. Trotzdem gelingt es „Minnesota“ alle vier Depeschen vom „Imperator“ aufzunehmen und Quittung zu geben. Zwischendurch hört der Telegraphist mehrere Schiffe britischer Nationalität miteinander verkehren, die dann wieder durch „Newa“ gestört werden. Mittlerweile ist der deutsche Dampfer „Prinz Oskar“ in die Reichweite des „Imperator“ gekommen und wechselt mit ihm Depeschen. Diese beziehen sich in der Regel auf Privatmeldungen an Passagiere, auf die Positionen der Schiffe, Wetterbeobachtungen, insbesondere das Auftreten von Eis, die dem Schiffskommando unverzüglich mitgeteilt werden. Den Passagieren wird durch Anschlag die Möglichkeit des Verkehrs mit diesem Dampfer bekanntgegeben.

Mittlerweile ist es 6 Uhr morgens geworden. Mit zunehmender Helligkeit pflegt bekanntlich die Reichweite abzunehmen. Der erste Telegraphist wird vom zweiten abgelöst, während der dritte am Schalter Platz nimmt. Ihm liegt es in erster Linie ob, den schriftlichen Verkehr zu erledigen, die Stationen anzugeben, mit welchen Verbindung hergestellt werden soll, sowie die Reihenfolge der Telegramme und deren Ablieferung zu ordnen. Die bei Nacht angekommenen Pressetelegramme hat er schon vorher dem ersten Offizier abgeliefert, der sie nach Sichtung sofort der Druckerei überweist, damit die Passagiere schon beim Frühstück die Bordzeitung vorfinden.

„Newa“ ruft immer noch in Abständen nach Verbindung; trotzdem ihm mehrere Schiffe antworten, reagiert er nicht weiter darauf. Erst nach einiger Zeit klärt sich diese Störung durch seine Mitteilung auf — er sagt: „Mein Empfänger war vorige Nacht nicht in Ordnung, ich bin nicht sicher, ob ich verstanden wurde“ —. Mittlerweile hat er auch die gesuchte Verbindung mit Dampfer „Ryndam“ gefunden. Einige Zeit später stattet das amerikanische Kriegsschiff „Miami“ Eisrapport ab. Es werden Depeschen mit „Friedrich der Große“ und „Kronprinzessin Cecilie“ gewechselt, und der Verkehr mit anderen Schiffen, die neu in die Reichweite des „Imperator“ treten, aufgenommen. Am Abend versucht der erste Telegraphist, der wieder den Dienst übernimmt, mit der Welle von 1650 m Norddeich zu hören. Eine halbe Stunde lang ist nichts zu vernehmen, endlich kommen schwache Zeichen, die ab und zu wieder verschwinden. Mit immer weiter zunehmender Dunkelheit, sowie Annäherung an Europa, werden die Zeichen deutlich; es können auf 3900 km 153 Wörter Pressetelegramme aufgenommen werden. Für wechselseitigen Verkehr mit Norddeich ist die Entfernung noch zu groß, doch kann es nur noch kurze Zeit dauern, bis direkter Wechselverkehr möglich ist. Auch mit Poldhu an der englischen Westküste ist Verbindung vorhanden. Nun wird versucht, ob Sayville in Amerika vielleicht noch empfangen werden kann. Es gelingt, trotzdem die Entfernung ca. 3000 km ist; der „Imperator“ hört also beide Weltteile sprechen. Trotz starker Luftstörungen ergibt sich guter Empfang, die Zeichen sind laut. Das Senden hört aber langsam auf. Die kurze Welle wieder eingestellt, läßt den Verkehr verschiedener Dampfer hören, von denen einige mit dem „Imperator“ in Verbindung treten. Besonders, als sie vernehmen, daß es ihm inzwischen gelungen ist, mit Norddeich mit 1800 m Welle in wechselseitigen Verkehr zu treten, was ihm nur vermöge seiner großen Station bzw. großen Antenne möglich ist. Der „Imperator“ gibt nun zuerst s e i n e Depeschen direkt nach Norddeich und dann die der anderen, welche ihn darum ersuchen. Er

darf aber nur die nach Deutschland bestimmten Depeschen direkt über Norddeich geben, andere telegraphiert er mit normaler 600 m Welle nach Crookhaven an der Südspitze von Irland.

Nicht nur während des Abhörens der Pressetelegramme, sondern auch während des Sendens selbst wird häufig auf event. Notsignale geachtet. So spielt sich im Stationsraum des Dampfers ununterbrochener Betrieb ab, und die Passagiere, die ihre geschäftlichen, oder auch bloß privaten Mitteilungen, bzw. die Tagesneuigkeiten der Bordzeitung in Empfang nehmen, ahnen gar nicht, welchen aufregenden Dienst der Telefunkenbeamte zu erledigen hat, der gegebenenfalls mehr wie jeder andere zu ihrer Rettung aus Seenot beitragen kann.

Zum Schluß meiner Ausführungen will ich noch eine heitere Geschichte erzählen, welche zeigt, wie der Wunderdampfer „Imperator“ schon vor seiner Fertigstellung große drahtlose Erfolge zu verzeichnen hatte.

Im Januar dieses Jahres erhielt ich im Hotel Astor in New York den Besuch eines Herrn, der mir in voller Aufregung erzählte, er interessiere sich für drahtlose Aktien, und mich fragte, ob jetzt der richtige Zeitpunkt zum Kaufen gekommen sei, nachdem eine neue, epochemachende Erfindung gemacht worden sei.

Hierbei legte er mir einen Zeitungsartikel vor, in welchem gemeldet wurde, daß ein junger Mann in Baltimore einen kleinen Apparat konstruiert hätte, mit Hilfe dessen es ihm gelungen sei, mit dem „Imperator“, der zurzeit im Hamburger Hafen läge, in funkentelegraphische Verbindung zu treten!

Meine Erwiderung, daß ich von der neuen Erfindung nicht viel halte, schon allein aus dem Grunde, weil der Dampfer „Imperator“ noch gar keine drahtlose Station habe, enttäuschte den unternehmenden Herrn sichtlich, aber ich bin mir nicht ganz sicher, ob er nicht doch noch Aktien auf diesen großen Erfolg hin gekauft hat!

Diskussion.

Herr Kontreadmiral a. D. E m s m a n n - Charlottenburg:

Meine Herren! Ich habe um das Wort gebeten, einmal in meiner Eigenschaft als Seemann und zweitens in meiner Eigenschaft als Vorstandsmitglied der Hochfrequenzmaschinen-Aktiengesellschaft für drahtlose Telegraphie. Ich möchte Ihnen in dieser letzteren Eigenschaft einige Mitteilungen machen, welche sicher Interesse für Sie haben, nämlich Angaben über die neuesten Errungenschaften auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie.

Wir sind uns ja alle darüber klar, welchen Wert die drahtlose Telegraphie an Bord unserer Schiffe hat, und den Männern, die ihre Kraft der drahtlosen Telegraphie widmen, gebührt der Dank der Menschheit. Ich nenne die Namen Marconi, Slaby, Braun, Graf Arco, Bredow und Professor Dr. Rudolph Goldschmidt.

Wie immer in der Welt, so wird auch hier das Gute von dem Besseren verdrängt werden, und wenn der Herr Vortragende behauptet, daß die Einrichtung auf dem „Imperator“ allen erdenkbaren Ansprüchen genügt, so, meine Herren, stehe ich auf einem andern Standpunkte. Ich möchte zunächst sagen, was ich als Seemann verlange. Ich habe andere Ansichten wie der Herr Vortragende. Gewiß ist die Einrichtung auf dem „Imperator“ vorzüglich. Aber ich glaube — ich will nicht sagen — daß die Tage, wohl aber die Jahre des Systems, wie es augenblicklich auf dem „Imperator“ ist, gezählt sein werden, und wir, meine Herren, werden dereinst in dem Deutschen Museum in München mit unseren Kindern uns die Einrichtung des „Imperator“ ansehen und werden sagen: „Junge, nimm den Hut ab, das ist etwas Gutes“. Aber dieses Gute wird durch Besseres verdrängt.

Ich als Seemann wünsche eine Einrichtung an Bord zu haben, mit der man nicht nur telegraphieren, sondern auch telephonieren kann. Und als Passagier des „Imperator“, meine Herren, verlange ich nicht nur die Aufgabe eines Telegramms, wie es in vorzüglicher Weise mit dem System der Telefunken weitergegeben wird, sondern als Passagier des „Imperator“ verlange ich von dem Funkenmaat, daß er mich über Norddeich mit Berlin-Zentrum, Nr. so und so, telephonisch verbindet. (Heiterkeit.) Meine Herren! Sie werden es erleben! (Heiterkeit.) Jetzt vor ungefähr zwei Jahren tagte hier eine Sitzung im Reichsversicherungsamte. An dieser Sitzung nahmen teil die Seeberufsgenossenschaft, die Reedereien Deutschlands und die bedeutendsten Firmen, welche sich mit der drahtlosen Telegraphie beschäftigen, wie Telefunken- und C. Lorenz-Aktiengesellschaft hier in Berlin. Es wurde bei dieser Sitzung besprochen, wie unsere Schiffe mit Rücksicht auf Unglücksfälle auf der See mit drahtlosen Einrichtungen versehen werden sollten. Ja, meine Herren, das Ideal ist vollkommen klar; um einen paradoxen Marineausdruck zu gebrauchen, das Ideal ist, daß jedes Fahrzeug, welches den Hafen verläßt, an der drahtlosen Strippe hängt. Hiergegen sträuben sich mit Recht die Reedereien, nicht wegen der Kosten, die die technischen Einrichtungen mit sich bringen, wohl aber mit Rücksicht auf die Personalfrage. Wir können nicht auf jedem Dampfer einen Funkenbeamten haben, der bezahlt wird, der sein Gehalt bekommt, der nichts tut, nur von Zeit zu Zeit einmal etwas hört. Dazu haben die Reedereien kein Geld. Nun wurde die Frage angeregt: bilden wir doch die Schiffsoffiziere aus! Gewiß, meine Herren, es schadet nichts, wenn man etwas lernt. Aber würde das genügen? Der Funkenbeamte muß wie der Stenograph in der Übung bleiben. Ich kann nicht stenographieren, wenn ich nicht jeden Tag etwas schreibe. Aber ich kann auch nicht Funkengespräche abhören mit dem Hörer, wenn ich nicht täglich in der Übung bin. Also das geht nicht. Da wurde dann die Aufmerksamkeit auf die Erfolge gelenkt, die die C. Lorenz-Aktiengesellschaft, Berlin, auf dem Gebiete der drahtlosen Telephonie damals schon erzielt hatte. Meine Herren, die Telephonie war damals schon im Gange, und zu meiner großen Freude habe ich jetzt in der Zeitung gelesen — ich nehme an, daß die Zeitungsberichte richtig sind — daß auch Telefunken sich auf dem Gebiete der drahtlosen Telephonie weiterzukommen bemüht, und daß zwischen Nauen und Wien, und, was mich viel mehr noch interessiert, zwischen Nauen und unseren Kriegsschiffen eine drahtlose telephonische Verbindung stattgefunden hat. Vor drei oder vier Tagen las ich in der Zeitung, daß sogar eine drahtlose telephonische Verständigung von seiten Marconis zwischen Irland und Canada stattgefunden haben soll. Meine Herren, warum nicht? Wenn die Wellen herüberreichen, dann liegt kein Grund vor, nicht zu telephonieren, sondern nur zu telegraphieren. Hierzu ist es aber nötig, daß mit dem System, wie es auf dem „Imperator“ vorhanden ist, gebrochen werden muß, und, meine Herren, es wird damit ge-

brochen werden. Wenn die Zeitungsnachrichten über die Arbeiten von Telefunken richtig sind, ist Telefunken schon auf dem besten Wege, auf das System der ungedämpften Wellen überzugehen. Hier auf dem „Imperator“ werden die gedämpften Wellen gebraucht, und zwar werden sie erzeugt durch Funkenbildung. Meine Herren, man kann mit den Funken, nach dem System der tönenden Löschfunken, vorzüglich telegraphieren, und ich nehme meinen Hut ab vor den Leistungen der Herren Graf Arco und Bredow. Aber ich verlange die Telephonie, und dazu ist es notwendig, daß mit dem System der gedämpften Wellen gebrochen wird, und daß auf das System der ungedämpften Wellen übergegangen wird, wie wir es bei dem System Poulsen in Kopenhagen und bei der maschinellen Erzeugung haben.

Jetzt komme ich auf die Sache, welche mich als Direktor der Hochfrequenzmaschinen-Aktiengesellschaft am meisten berührt. Der Erste, der hervortrat auf dem Gebiete, die elektrischen Wellen auf maschinellern Wege praktisch zu verwerten, ist Professor Dr. Rudolph Goldschmidt, mein Kollege im Vorstande unserer Gesellschaft. Es hat selten eine Erfindung, bevor ihre praktische Bedeutung erwiesen war, ein derartiges Kopfschütteln bei den sachverständigsten Leuten hervorgehoben wie die Erfindung dieses Herrn. Jedenfalls lehnte die Telefunken-Gesellschaft, der das Patent seinerzeit angeboten wurde, die Annahme ab. C. Lorenz gab dem Erfinder dann die Mittel, eine Versuchsmaschine zu bauen, und stellte die Versuchsanstalt in Eberswalde zur Verfügung. Am 4. Februar 1911 wurde Seiner Königlichen Hoheit dem Prinzen Heinrich die erste Hochfrequenzmaschine, die in Heidenau bei Dresden gebaut war, vorgeführt, und zwar im telegraphischen Verkehr auf eine Entfernung von 800 km. Seine Königliche Hoheit machte Seiner Majestät Meldung davon, und Goldschmidt hielt Seiner Majestät Vortrag im Königlichen Schloß. In weiterer Folge wurde dann meine Gesellschaft gegründet. In aller Stille hat unsere Gesellschaft eine Großstation gebaut in Eilvese bei Neustadt am Rübenberge in der Provinz Hannover und eine gleich große Station in Tuckerton im Staate New Jersey in Nordamerika. Die Herren werden in der Geographie-Stunde den Namen Tuckerton sicher nicht gehört haben. Es ist ein kleines Örtchen dicht bei dem berühmten Seebade Atlantic City, etwa 150 km südlich von New York. Auf jeder Station befindet sich ein Mast von 250 m Höhe. Gebaut sind diese Maste, auch der in Amerika, von der Berliner Firma Heinr. Lehmann & Co. Meine Herren, der Eiffelturm hat 300 m Höhe, unsere Masten haben 250 m Höhe. Sie sind die höchsten Bauwerke in Europa, mit Ausnahme des Eiffelturms. Ich habe neulich erst gehört, daß ein Wolkenkratzer in New York 280 m hoch sein soll, ich weiß es aber nicht genau. Ich habe in der Zeitung gelesen, daß auch Telefunken in Nauen einen Mast von gleicher Höhe baut, der, wie in der Zeitung stand, von Woche zu Woche um 20 m wächst, und haben wir die Freude, Anfang Januar dieses Winters den Mast in Nauen als dritten im Bunde begrüßen zu können.

Anfang Juli 1913 hatten wir die drahtlose Verbindung auf einer Entfernung von 6500 km zwischen Hannover und Tuckerton hergestellt, und zwar, meine Herren, bei Tage. Der Herr Vortragende hat heute in seinem Vortrage ganz richtig erwähnt: kommt das Sonnenlicht, dann hört das Telegraphieren auf, und wenn man im gewöhnlichen Leben sagt: die Nacht ist keines Menschen Freund, dann ist es bei uns in der drahtlosen Telegraphie genau umgekehrt. Meine Herren, wir machen unsere Versuche bei Tageslicht, und zwar in der Regel zwischen 2 und 3 Uhr nachmittags, das ist zwischen 8 und 9 Uhr des Morgens in Amerika, wenn also die Sonne genau in der Mitte der Verbindung über dem Atlantischen Ozean steht. Anfang Juli konnten wir Seiner Majestät dem Deutschen Kaiser die Meldung machen, daß uns bei vollem Tageslicht die Verbindung zwischen Hannover und Amerika geglückt ist, und Seine Majestät ließ uns einen Glückwunsch zukommen. Selbstverständlich wurden unsere Signale mitgehört, denn, meine Herren, eine Neugierde herrscht auf dem Gebiete der drahtlosen Telegraphie, das ist eine Freude! Und so wurde denn auch gehört, daß wir in Hannover immer pax, pax, pax machen. Ja, warum sollen wir

nicht pax machen! Aber als dann die Zeitungen sich darüber aufregten, gingen wir zu anderen Zeichen über und machten: oui, oui, oui! (Heiterkeit.)

Ich habe erwähnt, daß der Feind der drahtlosen Telegraphie das Sonnenlicht ist. Der zweite Feind sind die Gewitterbildungen. Meine Herren, auf der Strecke zwischen Hannover und Amerika sind diese Gewitter stets vorhanden, und Amerika scheint tatsächlich das Land der unbegrenzten Möglichkeiten auch auf dem Gebiete der Gewitter zu sein. Jedenfalls sagte uns unser Vertreter, der Herr Oberingenieur Mayer in Amerika: wenn er den Hörer ans Ohr nimmt in Amerika, dann machen sich die Gewitterbildungen drüben bemerkbar, als wenn sämtliche Maschinengewehre eines Armeekorps zur selben Zeit losknattern, und durch dieses Geknatter muß die drahtlose Telegraphie durch. Das erzielt Telefunken mit dem hochgenialen System der tönenden Löschfunken, und wir erzielen es mit dem Tonrad, einer anderen Erfindung von Goldschmidt. Trotz des Geknatters dieses Maschinengewehrfeuers kommt drüben in Amerika ein reiner musikalischer Ton an, ungefähr in folgender Weise. (Der Redner pfeift den Ton vor.)

Augenblicklich, meine Herren, geben wir uns nicht mehr mit gewöhnlichen Zeichen ab, sondern wir senden jetzt täglich unsere Botschaften, die wir uns irgendwie zusammensuchen.

Am 27. Oktober sandten wir zum Beispiel in meinem Beisein zwischen 2 und 3 Uhr nachmittags die erste drahtlose zusammenhängende Depesche nach Amerika. Das ist zwischen 8 und 9 Uhr vormittags drüben, und um 5 Uhr 15 Minuten nachmittags war das Kabeltelegramm in Neustadt mit der Empfangsbestätigung in meinen Händen. Ich habe die Abschrift der Depesche hier, die Sache ist vollkommen korrekt vor sich gegangen.

Die erwähnte Depesche, am 27. Oktober 1913, von Amerika nach Deutschland auf einer Entfernung von 6500 km hatte folgenden Wortlaut: „From Austria dated Oktober 25. two o'clock minutes in the afternoon the German emperor continued the shooting. Emperor William several times expressed to archduke Francis Ferdinand his joy and his delight with the management of the shooting.“

Augenblicklich sind wir so weit, daß wir dauernd zusammenhängende Telegramme hinterschicken. Aber wir können es leider nur einseitig machen. Unsere Station drüben ist noch nicht fertig.

Herr Direktor Bredow - Berlin (Schlußwort):

Meine Herren! Ich will mich recht kurz fassen. Wir wollen nicht über die Frage diskutieren, welches System am besten telegraphieren, oder am besten telephonieren kann. Ich möchte nur ganz kurz die Bemerkung meines Herrn Vorredners beleuchten, daß die Telephonie sehr bald die Telegraphie an Bord der Schiffe verdrängen wird.

Ich glaube es nicht, denn die Erfahrungen haben gezeigt, daß die Telephonie zwar möglich ist im internen Verkehr, also innerhalb der Grenzen eines bestimmten Sprachgebietes. Schwieriger wird sie benutzbar im internationalen Verkehr und geradezu unmöglich auf einem Schiff, welches z. B. eine Reise von Deutschland durch den englischen Kanal macht und mit englischen Stationen zu telephonieren hat, Frankreich passiert, mit französischen Stationen zu telephonieren hat, dann portugiesisch sprechen muß, und schließlich mit Indern, Japanern und Chinesen sich verständigen muß. Wenn Herr Admiral Esmann einmal eine Reise mit einer solchen drahtlosen Station gemacht hat, dann wird er gesehen haben, welche Schwierigkeiten es schon bei der Telegraphie macht, die mit internationalen Zeichen arbeitet und keinen Dialekt kennt, verschiedene Sprachen und die manchmal recht komplizierten Telegramme richtig aufzunehmen und zu verstehen. Aber bei der Telephonie, bei der es sich darum handelt, die verschiedenartigsten Dialekte im Telefon zu verstehen, halte ich einen sicheren Verkehr für ganz ausgeschlossen, und ich glaube bestimmt, daß die drahtlose Telephonie ebensowenig wie die Drahttelephonie bis auf weiteres

eine bedeutende Rolle im internationalen Verkehr spielen wird. Ich möchte Herrn Admiral Emsmann empfehlen, hier in Berlin einmal den Versuch zu machen, sich telephonisch auf englisch mit einem Chinesen oder mit einem Japaner zu unterhalten, dann wird er gleich sagen: ich werde nie auf einem Schiffe eine Telephoniestation zum internationalen Verkehr einrichten. Oder aber Herr Admiral Emsmann muß sich einmal überlegen, daß die drahtlose Telephonie ganz etwas anderes ist, als die Drahttelephonie, bei der man gleichzeitig hören und sprechen kann. Bei der drahtlosen Telephonie ist das noch nicht möglich. Da kann man entweder sprechen oder man kann hören; aber nicht beides gleichzeitig, wie wir es gewohnt sind, und was das für Schwierigkeiten macht, und wie wenig es möglich ist, auf diese Weise ein ordentliches Gespräch zustande zu bringen, läßt sich leicht ausprobieren. Ein weiterer Irrtum des Herrn Emsmann ist, daß er der drahtlosen Telephoniestation den Vorteil zuschreibt, daß sie, im Gegensatz zu der jetzt in der Schifffahrt mit großem Erfolg benutzten Telegraphiestation, kein besonders ausgebildetes Personal braucht. Er vergißt dabei ganz, daß die drahtlose Telephonie nicht wie die von Millionen Laien täglich benutzte Drahttelephonie eine ganz einfache Schwachstromanlage, sondern eine sehr empfindliche, äußerst komplizierte Starkstromanlage von 3—10 Pferdekraften ist, zu deren Überwachung, Abstimmung und Bedienung immer ein Spezialist nötig ist.

Die drahtlose Telephonie wird seit Jahren von mehreren Firmen ausgebildet, und es ist ja bekannt, daß zuerst in Deutschland die Telefunken-Gesellschaft gute Erfolge gehabt hat. Ich glaube, Anfang des Jahres 1907 hat die Telefunken-Gesellschaft als erste dem damaligen Unterstaatssekretär des Reichspostamts, Exzellenz Sydow, eine telphonische Verbindung auf 40 km vorgeführt und die Reichweite bald darauf auf 75 km erweitert. In diesem Jahre ist es sogar mit der Arco-Hochfrequenzmaschine gelungen, auf 500 und 700 km zu telephonieren.

Also es ist nicht die Frage, ob Telefunken die Telephonie machen oder nicht machen kann, sondern es handelt sich lediglich darum: Läßt sich die Einführung auf einem Schiffe verantworten, welches sich im Notfalle auf sie verlassen muß, oder nicht? Kann die Sicherheit des Schiffes einem Laien anvertraut werden, der zwar telephonieren, aber nicht telegraphieren kann? Diese Fragen sind noch auf lange Zeit hinaus unbedingt zu verneinen. Die Telephonie ist weiter ausgebaut worden, und es ist richtig, daß nach Poulsen besonders Professor Goldschmidt den Anstoß dazu durch die Konstruktion seiner Hochfrequenzmaschine gegeben hat. Wenn hier ausgesprochen ist, daß Professor Goldschmidt der Erste ist, der eine Hochfrequenzmaschine gebaut hat — und es schien so, als wenn er der Einzige wäre — dann will ich nur der Ordnung wegen bemerken, daß schon vor vielen Jahren Professor Fessenden und Alexanderson Hochfrequenzmaschinen gebaut haben. daß ferner die Marconi-Gesellschaft eine eigene Hochfrequenzmaschine besitzt, mit der sie bereits im Juli 1913 über den Ozean telegraphiert hat, und daß last not least in Nauen eine große Arco-Hochfrequenzmaschine aufgestellt ist, die seit Anfang Oktober im Betriebe ist und seitdem bei Tageslicht Telegramme nach Sayville bei New York und nach Togo senden kann. Ich kann wohl verstehen, daß es für Herrn Emsmann eine große Freude war, „das Telegramm“, welches ihm Anfang Oktober geglückt ist, von Hannover nach Amerika hinüberzubringen, vorzulesen. Ich möchte darauf verzichten, alle von Nauen übermittelten Telegramme hier vorzulesen, weil ich dann allzu lange Ihre Zeit beanspruchen müßte.

Dann noch eine kurze Bemerkung über die Größe der Antennen in Nauen. Ich weiß nicht, ob Herr Admiral Emsmann einmal bei Nauen vorbeigefahren ist. Er hätte dann sehen können, daß Nauen mit 5 Türmen von je 125 m Höhe ausgerüstet ist, daß ein Turm von 250 m im Bau ist, und daß außerdem noch eine Anzahl von Holzmasten in der Höhe von 60 m usw., also ein Turmwald vorhanden ist, wie er bisher unerreicht ist. Ich lade Herrn

Admiral Emsmann ein, die Antennen aus der Nähe zu besichtigen (Herr Admiral Emsmann: Gern angenommen!) und will gern mit ihm hinausfahren, damit er sich überzeugen kann, daß ich berechtigt war, Nauen als die größte Antenne zu bezeichnen.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Meine Herren! Herr Direktor Bredow ist uns kein Unbekannter. Wir haben schon einmal das Vergnügen gehabt, von ihm einen lehrreichen Vortrag zu hören. Wie ich beobachten konnte, haben wir heute alle mit gespanntester Aufmerksamkeit seinen Ausführungen gelauscht. Ich möchte ihm deswegen im Namen aller Anwesenden unsern verbindlichsten Dank aussprechen. (Lebhafter Beifall.)

XV. Das Problem des Schraubenpropellers.

Vorgetragen von Dr.-Ing. Gümbel, Charlottenburg.

Übersicht.

Der im unbegrenzten Medium mit gleichmäßiger Fortschrittsgeschwindigkeit und gleichmäßiger Umdrehungsgeschwindigkeit arbeitende Schraubenpropeller.

Das Schraubenelement.

1. Definition der geometrischen Steigung.
2. Definition der wahren Steigung.
3. Die am Schraubenelement angreifenden Kräfte.
4. Die Zuströmung der Flüssigkeit zum Schraubenelement.
5. Die Form des eintretenden Flüssigkeitsstrahles.
6. Die Form des austretenden Flüssigkeitsstrahles.
7. Die Strömungsverhältnisse der Flüssigkeit im Schraubenelement.
8. Der Einfluß des Flügelquerschnittes auf die Schraubenwirkung.
9. Der Einfluß der Flügeldruck- und der Flügelsaugeseite.
10. Die Grenzen der Flügelfläche. Der Eintritt von Hohlraumbildung.
11. Experimentelles Studium der Flüssigkeitsströmung und der Druckverteilung in der Schraube.
12. Die Arbeitsverluste im Schraubenelement:
Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung,
Arbeitsverlust infolge Umlenkung des Flüssigkeitsstrahles,
Arbeitsverlust infolge Geschwindigkeitsänderung des Flüssigkeitsstrahles.
13. Der Einfluß der Verluste in der Schraube auf Schub und Drehmoment. Ersatz des Flügelementes durch eine unendlich dünne reibungslose Fläche.
14. Die Form der Flügelquerschnitte.

Der Schraubenpropeller als Ganzes.

15. Unterschied zwischen der Wirkung des Schraubenelementes und der Wirkung der Schraube als Ganzes.
 16. Die Bedeutung des Versuches für die Schraubenberechnung.
 17. Die Berechnung der Schraube aus dem Versuch.
 18. Das mittlere Geschwindigkeitsbild einer Schraube.
 19. Die Bewerte A, B, C, D.
 20. Umrechnung der D. W. Taylorschen Versuchsergebnisse.
 21. Die Schraube als Turbine arbeitend.
- Der am Schiff arbeitende Schraubenpropeller.**
22. Unterschied zwischen der im Freien und der hinter dem Schiff arbeitenden Schraube.
 23. Die in strömender Flüssigkeit arbeitende Schraube.
 24. Die Ermittlung des Nachstromes durch Rechnung.
 25. Die Bedeutung von Versuchen mit Schraubenpropellern hinter dem Schiff.
 26. Die Bedeutung von Modellversuchen.
 27. Berechnung der Schraube für gegebene Verhältnisse.
 28. Ausblick.

Geschichtliches.

Der im unbegrenzten Medium mit gleichmäßiger Fortschritts- geschwindigkeit und gleichmäßiger Umdrehungsgeschwindigkeit arbeitende Schraubenpropeller.

Das Schraubenelement.

1. Definition der geometrischen Steigung. Um einen Einblick in die Arbeitsweise des Schraubenpropellers zu erhalten, denken wir uns den Schraubenstrahl aus einer Reihe einander umschließender Hohlzylinder von der Dicke dr zusammengesetzt und betrachten die Bewegung eines Flüssigkeitsteilchens beim Durchgang durch ein solches Hohlzylinderelement unter Vernachlässigung der radialen Geschwindigkeitskomponente. Dann können wir die Bewegung des Flüssigkeits-

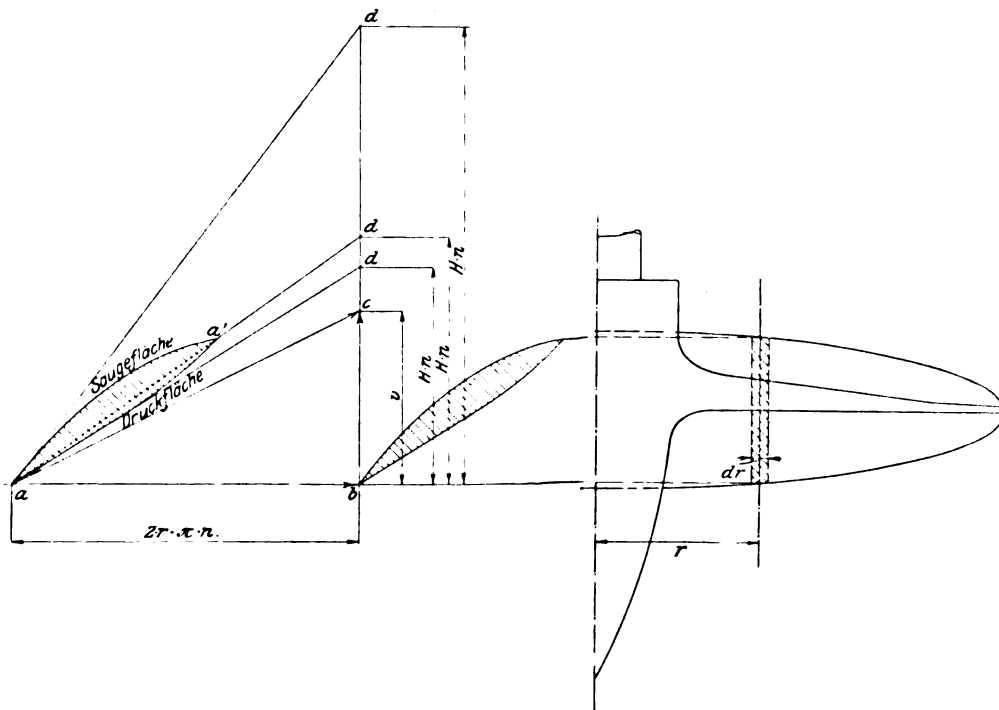


Fig. 1.

teilchens dadurch in einfacher Weise verfolgen, daß wir uns einen Zylindermantel vom Radius r in eine Ebene abgewickelt denken (Fig. 1). In dieser Ebene erscheinen die einzelnen Flügel des Schraubenpropellers in den Flügelschnitten, alle Schraubenlinien erscheinen als Gerade.

Zwischen der Flügelzahl z , dem Radius r , der Umdrehungszahl des Propellers pro Sekunde n und der Fortschrittgeschwindigkeit pro Sekunde v lassen sich an Hand der Abwicklung einige charakteristische Beziehungen unmittelbar aufstellen.

Tragen wir nämlich auf der Verbindungslinie zweier entsprechender Flügelpunkten a b senkrecht zur Zylinderachse $2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ als Strecke von a aus ab , wobei der Maßstab so gewählt wird, daß $ab = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ ist, und senkrecht dazu in Richtung der Achse von b aus im gleichen Maßstabe die Größe $v = bc$, so erhalten wir in der Verbindungslinie des Punktes a mit c die Bahn des Flügelpunktes a . Alle Punkte der Schraube auf dem gleichen Zylindermantel bewegen sich in Bahnen parallel ac .

Denken wir uns ein absolut glattes, unendlich dünnes Flügelblatt von dem Neigungswinkel bac gegen eine zur Achse senkrechte Ebene mit der Fortschrittsgeschwindigkeit v und der Umfangsgeschwindigkeit $2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ durch die Flüssigkeit bewegt, so wird ein solches Blatt eine Wirkung auf die Flüssigkeit nicht ausüben. Denken wir uns statt dessen ein unendlich dünnes, absolut glattes Flügelblatt von dem Neigungswinkel baa' gegen eine zur Achse senkrechte Ebene mit der Fortschrittsgeschwindigkeit v und der Umfangsgeschwindigkeit $2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ durch die Flüssigkeit bewegt, so wird von diesem Flügelblatt auf die Flüssigkeit eine Wirkung ausgeübt, welche in einer bestimmten Abhängigkeit von bd und v steht. Liegt kein unendlich dünnes, absolut glattes Flügelblatt vor, sondern, wie in Fig. 1 gezeichnet, ein materielles Flügelblatt, so erscheint es zweifelhaft, durch welche Steigungslinie ad die Kraftwirkung des Flügelblattelementes sich richtig wiedergeben läßt. Wir wissen nämlich aus der Erfahrung mit ausgeführten Propellern und durch die Versuche mit Flächenelementen von flügelblattähnlichen Querschnitten, daß die Wirkung eine wesentlich verschiedene ist je nach der Form des Flügelblattquerschnittes, daß sonach der aus dem geometrischen Zusammenhang gewonnenen Größe H — der geometrischen Steigung — bei einem materiellen Flügelblatt eine absolute Bedeutung, wie etwa der Größe r oder v , nicht zukommt. Nur bei geometrisch ähnlichen Schrauben darf vorausgesetzt werden, daß die Kräfte an der Schraube die gleiche Funktion einer von irgend einem geometrischen Gesichtspunkt aus gewählten Steigung H sind. Hiernach erscheint jede beliebige Definition der geometrischen Steigung zulässig, wenn sie nur den geometrischen Zusammenhang ähnlicher Schrauben charakterisiert. Z. B. wäre es zulässig, den Neigungswinkel der Druckfläche, wie es ja bei Schiffsschrauben üblich ist, als Definition der Steigung aufzufassen, mit dem gleichen Erfolg könnte man aber auch die Neigung in einem bestimmten Punkt der Rückenfläche oder die Verbindungslinie der ein- und austretenden Kanten zur Definition der Steigung heranziehen.

Ebenso wie die Steigung H sind natürlich alle aus der Steigung abgeleiteten Werte, also z. B. der Slip $\frac{H \cdot n - v}{H \cdot n}$ Werte, welche nur bei geometrisch ähnlichen Schrauben als durch die gleiche Funktion mit den Kräften verbunden vorausgesetzt werden können.

Diese Erkenntnis hat zu dem Bestreben geführt, die geometrische Definition der Schraubensteigung zu ersetzen. Ein Vorschlag geht dahin, als Steigung einer Schraube den achsialen Weg der Schraube pro Umdrehung zu definieren, wenn die Schraube so arbeitet, daß ein Schub von der Schraube nicht ausgeübt wird *). Eine solche Annahme ist, wie wir weiter unten sehen werden, nicht allein vollkommen willkürlich, sondern kompliziert das Schraubenproblem, statt es zu vereinfachen, da die Angabe des geometrischen Zusammenhangs, auch wenn man eine derartige aus den Kräften abgeleitete Definition der Steigung annehmen würde, doch nicht entbehrt werden kann.

Bei der normalen Schiffsschraube ist es, wie oben bereits erwähnt, im allgemeinen üblich, die Druckfläche der Schraube als mathematische Schraubenfläche auszubilden und der Saugfläche eine Gestalt zu geben, welche im wesentlichen nur durch Festigkeitsrücksichten bestimmt ist (Fig. 2 a). Das Bestreben, übermäßiger Hohlraumbildung bei rasch laufenden Fahrzeugen entgegenzuwirken, ferner die Entwicklung des Luftpropellers haben in neuerer Zeit zu Flügelquerschnitten geführt, welche häufig von diesem ursprünglichen Querschnitt

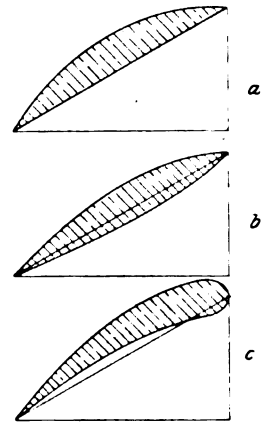


Fig. 2.

wesentlich abweichen. Um einen eindeutigen geometrischen Zusammenhang zu sichern, ist es daher erforderlich, eine einheitliche Definition der geometrischen Schraubensteigung einzuführen. Ich schlage vor, als solche die durch Verbindung der vorderen mit der hinteren Flügelblattkante des betreffenden Flügelquerschnittes entstehende Steigung anzunehmen. Dieses Maß läßt sich, selbst wenn die Vorderkante abgerundet ist (Fig. 2c), stets eindeutig für jeden Flügelquerschnitt feststellen. Als mittlere Steigung eines Flügelblattes hat alsdann das arithmetische Mittel der Steigungen sämtlicher Flügelquerschnitte zu gelten.

Um eine scharfe Bezeichnung dieser geometrischen Steigung zu erhalten, schlage ich vor, die so gemessene Steigung als **Kantensteigung** bzw.

*) Experiments on model propellers. F. H. Bramwell, J. H. Hyde and J. H. Neal. Technical Report of the advisory committee for Aeronautics 1911—1912.

mittlere Kantensteigung, den für eine bestimmte mittlere Kantensteigung ermittelten Slip als Kantenslip zu bezeichnen.

2. Definition der wahren Steigung. Die Aufgabe des Schraubenpropellers besteht darin, die Dreharbeit der Antriebsmaschine so auf die umgebende Flüssigkeit zu übertragen, daß eine Schubkraft entgegengesetzt der Widerstandskraft des Schiffes auftritt. Als Widerstandskraft möge dabei die Summe der in Richtung der Bewegung fallenden Komponenten aller am Schiffskörper angreifenden Kräfte mit Ausnahme der Schraubenkraft definiert werden. Es empfiehlt sich insbesondere mit Rücksicht auf die Aufgaben des Unterseeboots- und Luftschiffbaues an dieser Definition streng festzuhalten und die vereinzelt auftretende Bezeichnung des Widerstandes als der Resultierenden sämtlicher am Schiffskörper angreifender Kräfte*) — Oberflächen-, Gewichts- und Auftriebskräfte — zu vermeiden. Die Aufgabe des Schraubenpropellers ist also die Umkehrung derjenigen einer Turbine, bei welcher die geradlinige Strömungsenergie der Flüssigkeit in Dreharbeit der Turbinenwelle umgewandelt wird, und wir dürfen hiernach vermuten, daß wir im Stande sein werden, die Wirkungsweise des Schraubenpropellers aus der Wirkungsweise einer Turbine durch einfache Umkehrung der Bewegungsverhältnisse abzuleiten.

Stellen wir uns das Schraubenelement an Ort und Stelle mit der Geschwindigkeit $2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ rotierend vor (Fig. 3) und denken wir uns — eine zulässige Annahme, da es ja nur auf die relative Bewegung der Flüssigkeit gegenüber der Schraube ankommt — die Flüssigkeit achsial der Schraube zuströmend mit einer Geschwindigkeit v in unendlicher bzw. genügender Entfernung vor der Schraube, um eine Beeinflussung der Geschwindigkeit durch die Schraube auszuschließen, so erleidet die Flüssigkeit bei ihrem Durchtritt durch die Schraube sowohl eine Geschwindigkeits- wie eine Richtungsänderung, und zwar von $c b$ auf $e b$ bzw. von $a c$ auf $a e$. $a c$ stellt die relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit zum Flügelement im Unendlichen dar: diese Größe ist unabhängig von der Form des Flügelementes und nur abhängig von der Umdrehungsgeschwindigkeit $2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ und der Fortschrittsgeschwindigkeit v und für sämtliche Punkte des Schraubenelementes gleich. $a e$ stellt die relative Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit aus dem Schraubenelement gegenüber dem Schraubenelement nach Größe und Richtung dar. $b c$ ist die Geschwindigkeit des Schraubenträgers relativ zu der Flüssigkeit in unendlicher Entfernung vor der Schraube, $e b$ die Ausfluggeschwindigkeit der Flüssigkeit relativ zum Schraubenträger, $a b$ ist die absolute

*) z. B. Marcell Klein: Grundlagen zu einer Dynamik der Unterwasserfahrt. Schiffbau 1913.

Geschwindigkeit des Schraubenelementes in einer Ebene senkrecht zur Achse $= 2 \cdot r \cdot \pi n$, ee ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit aus der Schraube.

Wir erhalten also in Fig. 3 eine der Fig. 1 im allgemeinen ähnliche Figur. Die Figuren unterscheiden sich jedoch insofern prinzipiell, als an Stelle des durch geometrische Verhältnisse festgelegten Steigungswinkels $b a d$ der Fig. 1 in Fig. 3 der Steigungswinkel des austretenden Strahles tritt. Für die Berechnung

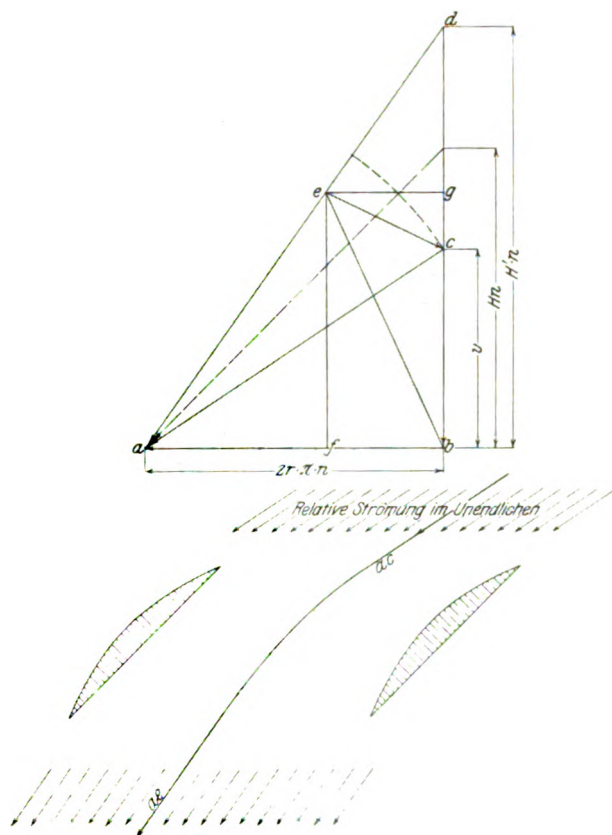


Fig. 3.

der Kräfte kommt nur der letztere Steigungswinkel in Frage. Eine Beziehung zwischen demselben und der geometrischen Steigung des Flügelquerschnittes kann, wie wir weiter unten sehen werden, nur angenähert gegeben werden. Bei einem normalen Flügelquerschnitt, bei welchem die Druckseite als mathematische Schraubenfläche gebildet ist, ist der Steigungswinkel der austretenden Flüssigkeit bei genügender Blattbreite größer, als der Steigungswinkel der Flügeldruckseite. Ich werde in dem folgenden die geometrische Steigung mit H , die Steigung der austretenden Flüssigkeit — den pro eine Um-

drehung achsial zurückgelegten Weg der austretenden Flüssigkeit — mit H' bezeichnen.

3. Die am Schraubenelement angreifenden Kräfte. Aus dem Geschwindigkeitsplan der Fig. 3 lassen sich unmittelbar die folgenden Beziehungen ableiten:

Die in der Zeiteinheit durch das Schraubenelement hindurchtretende Flüssigkeitsmasse beträgt $\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g}$, wenn γ das Gewicht der Flüssigkeit pro Raumeinheit und g die Konstante der Erdbeschleunigung ist. Diese Flüssigkeitsmasse besitzt in unendlicher Entfernung vor der Schraube die Geschwindigkeit $v = cb$ und erfährt durch die der Schraube zugeführte Arbeit eine Geschwindigkeitszunahme in Richtung v gleich $ef - cb = gc$ und senkrecht hierzu eine Geschwindigkeitszunahme gleich $fb = eg$. Dementsprechend sind die in dem Schraubenelement angreifenden Kräfte:

1. eine achsiale Schubkraft

$$dS = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot (ef - cb), \quad \text{Gleich. 1}$$

2. eine senkrecht dazu gerichtete Drehkraft

$$\frac{dM}{r} = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot fb, \quad \text{Gleich. 2}$$

Die von der Schraubenschubkraft geleistete, auf den mit der Geschwindigkeit v vorwärts bewegten Schraubenträger übertragene Arbeit des Schraubenelementes beträgt hiernach:

$$dS \cdot v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot (ef - cb) \cdot cb, \quad \text{Gleich. 3}$$

Die von der Antriebsmaschine aufzuwendende entsprechende Dreharbeit beträgt

$$2 \cdot \pi \cdot n \cdot dM = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot fb \cdot ab, \quad \text{Gleich. 4}$$

Diese von der Antriebsmaschine zu leistende Dreharbeit wird verbraucht:

1. Zur Erzeugung der Nutzscharbeit

$$\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} (ef - cb) \cdot cb,$$

2. Zur Erzeugung der lebendigen Kraft des mit der absoluten Geschwindigkeit ec aus dem Schraubenelement austretenden Flüssigkeitsstrahles

$$\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{ec^2}{2}. \quad \text{Gleich. 5}$$

3. Zur Deckung der durch Stoß, Reibung und Wirbelung in der Schraube auftretenden Energieverluste, ausgedrückt durch den Verlust an kinetischer Energie der austretenden Flüssigkeitsmasse gegenüber der eintretenden — auf relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit gegenüber der Schraube bezogen —

$$\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{ac^2 - ae^2}{2} \quad \text{Gleich. 6}$$

Der Zusammenhang ist gegeben durch

$$\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot fb \cdot ab = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g} \cdot \left((ef - cb) \cdot cb + \frac{ec^2}{2} + \frac{ac^2 - ae^2}{2} \right) \quad \text{Gleich. 7}$$

Die Richtigkeit dieser Beziehung zeigt die folgende einfache Umformung: Die aufgewendete Arbeitsleistung pro Masseneinheit der die Schraube sekundlich durchströmenden Flüssigkeit $\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot ef \cdot \gamma}{g}$

$$\begin{aligned} &= (ef - cb) \cdot cb + \frac{ec^2}{2} + \frac{ac^2 - ae^2}{2} \\ &= \frac{2gc \cdot cb + eg^2 + gc^2 + cb^2 + ab^2 - ab^2 + 2ab \cdot eg - eg^2 - cb^2 - 2cb \cdot gc - gc^2}{2} \\ &= ab \cdot eg = ab \cdot fb, \end{aligned}$$

was zu beweisen war.

Man würde zu dem gleichen Resultat auch gekommen sein, wenn man die folgende, für Turbinen gültige Beziehung entsprechend umgeformt hätte. Bedeuten in Fig. 4 mit den im Turbinenbau üblichen Bezeichnungen v_1 und v_2 die relativen Geschwindigkeiten der ein- bzw. austretenden Flüssigkeit gegenüber dem Schaufelelement, u die absolute Geschwindigkeit des Schaufelelementes, w_1 und w_2 die absoluten Geschwindigkeiten der Flüssigkeit an der Ein- bzw. Austrittskante der Schaufel, so gilt die Beziehung: Abgegebene Arbeitsleistung pro Masseneinheit der die Schraube sekundlich durchfließenden Flüssigkeit

$$= \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \quad \text{Gleich. 8}$$

Durch Umformen finden wir dann,

$$\text{da } w_1^2 = eg^2 + (gc + cb)^2 \text{ (vergl. Fig. 3),}$$

die sekundlich abgegebene Arbeitsleistung pro Masseneinheit

$$= \frac{eg^2 + gc^2 + 2gc \cdot cb + cb^2 + ab^2 - ae^2}{2} = gc \cdot cb + \frac{ec^2}{2} + \frac{ac^2 - ae^2}{2}$$

in Übereinstimmung mit unserer obigen Gleichung 7.

Wir haben in dem Geschwindigkeitsplan der Fig. 4 die Bewegungsrichtung der Flüssigkeit gegenüber der Schraube, wie der Vergleich mit Fig. 3 zeigt, umgekehrt und Arbeit gewonnen. Bei der, der Strömung in der Schraube entsprechenden Strömungsrichtung der Fig. 3 ist Arbeit aufzuwenden.

Wir erkennen aus dieser Betrachtung, daß der Schraubenpropeller als Umkehrung der Turbine aufgefaßt werden kann.

Wenn aber auch so die Grundgleichungen des Schraubenproblems sich in einfacher Weise aus den Gleichungen der Turbine durch Bewegungsumkehr der Flüssigkeit ableiten lassen, so ist doch diese Bewegungsumkehr in Wirklichkeit mit einer prinzipiellen

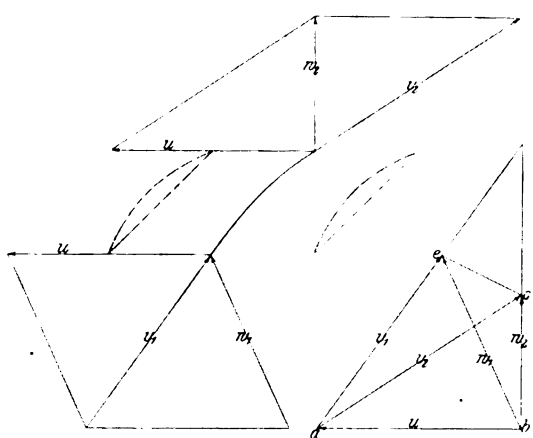


Fig. 4.

Änderung des Arbeitsverfahrens verbunden. Während nämlich bei der Turbine die Richtungs- und Geschwindigkeitsänderung dadurch erzielt wird, daß die durch eine äußere Energiequelle — Erdanziehung, Druckdifferenz — in Bewegung gesetzte Flüssigkeitsmasse unter Druckerhöhung an der Schaufel ihre Geschwindigkeitsenergie abgibt, hat die Schiffsschraube die Aufgabe, der unter dem feststehenden Druckniveau der Atmosphäre stehenden, ruhenden

Flüssigkeit Geschwindigkeitsenergie mitzuteilen. Einer unter einem bestimmten, unveränderlichen Druckniveau stehenden unbegrenzten Flüssigkeit Geschwindigkeitsenergie zu erteilen ist aber nur dadurch möglich, daß in der Flüssigkeit ein Druckniveau hergestellt wird, das niedriger ist, als das allgemeine Druckniveau der Umgebung. Der prinzipielle Unterschied zwischen einer Schraube und einer Turbine besteht sonach darin, daß, während bei der Turbine die Ablenkung und Verzögerung des Flüssigkeitsstrahles an der konkaven Fläche der Schaufel unter Druckerzeugung erfolgt, in der Schraube die Ablenkung und Beschleunigung der Flüssigkeit an der konvexen Seite der Schaufel unter dem Einfluß eines Unterdruckes vor sich geht.

Die Auffassung, als sei allein durch Druckwirkung des Flügelblattes in der freien Flüssigkeit eine Arbeitsübertragung möglich, beruht auf einem

grundsätzlichen Irrtum. Erst mit Entstehung des Unterdruckes wird der Schraubenpropeller fähig, Arbeit zu übertragen, gleichgültig, ob wir es mit reeller oder „hydrodynamischer“ Flüssigkeit zu tun haben. Die Vernachlässigung der Saugwirkung des Propellers muß konsequenter Weise zu der Folgerung führen und hat zu derselben tatsächlich geführt, daß ein Schraubenpropeller in einer reibungsfreien Flüssigkeit überhaupt Arbeit nicht übertragen könne *).

4. Die Zuströmung der Flüssigkeit zum Schraubenelement. Von der Saugwirkung der Schraube können wir uns in folgender einfacher Weise eine Vorstellung machen. Zeichnen wir den abgewickelten Zylinder des Schrauben-

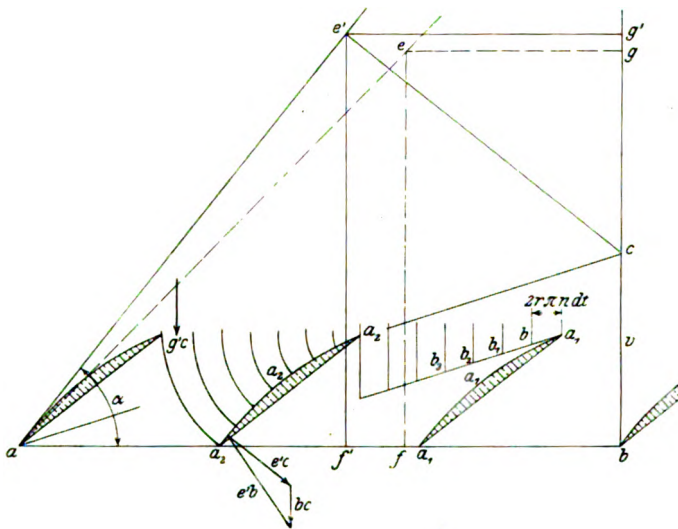


Fig. 5.

elementes auf (Fig. 5) und betrachten wir wieder die Schraube als an Ort und Stelle rotierend und die Flüssigkeit aus dem Unendlichen mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit $v = bc$ zufließend, wobei das Flügелеlement sich mit der Geschwindigkeit $ab = 2r\pi n$ im Sinne einer rechtsdrehenden Schraube bewegen möge. Nehmen wir nunmehr an, daß das mit der Geschwindigkeit v zuströmende Wasser mit dieser Geschwindigkeit bis zu der Eintrittskante a_1 des Schraubenelementes gelangt sei und sich mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit v weiter bewege, so müßte das Flüssigkeitselement nach aufeinanderfolgenden Zeitabschnitten dt relativ zum Flügelblatt die Lagen b_1, b_2 usw. einnehmen. Man erkennt, daß eine solche Strömung nicht möglich ist, da zwischen der Flüssigkeitssäule und dem Flügelblatt ein unausgefüllter Raum — in Wirklichkeit also ein unter Unterdruck stehender

*) J. B. Henderson. Some Considerations regarding the phenomena of propulsion. Transaction Inst. Naval Arch. 1910.

Raum — entstünde, unter dessen Einfluß die anströmende Flüssigkeit solange beschleunigt würde, bis die Flüssigkeit der Bahn des Flügelementes $a_1 a_1 a_1$ folgt, so daß die Flüssigkeit nicht mit der Geschwindigkeit v mit der Kante a_2 des folgenden Flügelblattes in Berührung kommt, sondern mit höherer Geschwindigkeit. Die Größe der mittleren Zuströmungsgeschwindigkeit folgt nun direkt aus der Forderung, daß die in das Schraubenelement einströmende Flüssigkeitsmenge gleich der aus dem Schraubenelement ausströmenden Flüssigkeitsmenge sein muß. Da, wie oben gezeigt, die mittlere achsiale Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit aus dem Schraubenelement $= ef$ ist, muß auch die mittlere achsiale Eintrittsgeschwindigkeit in das Element die gleiche Größe ef besitzen. Die absolute Zuströmungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit muß unmittelbar am Flügelblatt in jedem Punkt des Flügelquerschnitts senkrecht gegen das Flügelblatt gerichtet sein. Das Wasser erhält also, infolge der Saugewirkung des Flügelblattelementes, eine Ablenkung aus der achsialen Richtung, und zwar erfolgt für das in Fig. 5 gezeichnete Flügelement die Ablenkung von der mittleren Geschwindigkeit ef auf die mittlere Geschwindigkeit eb .

Für die Geschwindigkeitszunahme des Wassers ebenso wie für die Ablenkung des Wassers steht nur der Überdruck der den Schraubenpropeller umgebenden Flüssigkeit gegenüber dem Druck am Flügelblattelement zur Verfügung. Ist uns für einen Punkt eines gegebenen Flügelblattquerschnittes die Geschwindigkeit v und die Geschwindigkeit der Einströmung $e'b$ bekannt, so läßt sich der in diesem Punkt des Elementes vorhandene Flächendruck aus der Beziehung ableiten, daß die Summe der potentiellen und kinetischen Energie beim Einströmen der Flüssigkeit in das Schraubenelement unverändert bleiben muß. Es gilt sonach, wenn der äußere — barometrische — Atmosphärendruck mit p_b , der am Flügelblatt wirkende Druck mit p_s bezeichnet, und das Flüssigkeitselement in der Wassertiefe T unter dem Flüssigkeitsspiegel angenommen wird,

$$\frac{eb^2}{2g} + \frac{p_b}{\gamma} + T = \frac{e'b^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma},$$

Da $e'b^2$ gleich $e'g'^2 + e'f'^2$ ist, so läßt sich die angeschriebene Beziehung auch ausdrücken durch

$$\frac{eb^2}{2g} + \frac{p_b}{\gamma} + T = \frac{e'f'^2 + e'g'^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma}. \quad \text{Gleich. 9}$$

oder, wenn wir die Zuströmungsgeschwindigkeit im Unendlichen mit v , die achsiale Zunahme dieser Geschwindigkeit beim Einströmen in die Schraube mit Δv , die tangentielle Geschwindigkeitszunahme mit Δu bezeichnen,

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p_b}{\gamma} + T = \frac{(v + \Delta v)^2}{2g} + \Delta u^2 + \frac{p_s}{\gamma},$$

woraus

$$\Delta v^2 + 2v \Delta v + \Delta u^2 = \frac{(p_b + T \cdot \gamma - p_s) \cdot 2 \cdot g}{\gamma} \quad \text{Gleich. 10}$$

oder

$$\frac{\Delta v^2}{\cos^2 \alpha} + 2v \Delta v = \frac{(p_b + T \cdot \gamma - p_s) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}, \quad \text{Gleich. 11}$$

wenn α der Neigungswinkel des Flügелеlementes in dem betrachteten Punkt gegen eine zur Achse senkrechte Ebene ist*).

Da die Geschwindigkeit der in die Schraube einströmenden Flüssigkeit größer ist, wie die Geschwindigkeit der unter dem Druck p_b stehenden Flüssigkeit vor der Schraube, so folgt, daß der Druck am Flügelblatt kleiner sein muß als der Druck in der umgebenden Flüssigkeit und die Flüssigkeitssäule vor der Schraube eine Kontraktion erfahren muß. Der Querschnitt der das Element speisenden Flüssigkeitssäule in unendlicher Entfernung vor der Schraube verhält sich zu dem Querschnitt des Schraubenelementes wie die achsiale Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit in die Schraube zur Geschwindigkeit der Flüssigkeit in unendlicher Entfernung vor der Schraube. Wird die letztere Geschwindigkeit gleich null, so wird der Querschnitt der Zuströmungsfläche im Unendlichen unendlich groß. Der Zuströmungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit in unendlicher Entfernung vor der feststehenden am Ort rotierenden Schraube entspricht bei der in der ruhenden Flüssigkeit fortschreitenden Schraube die Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube.

5. Die Form des eintretenden Flüssigkeitsstrahles. Über die Form des der Schraube als Ganzes zuströmenden Flüssigkeitsstrahles kann man sich ein annäherndes Bild durch die folgende einfache Überlegung machen. Denken wir uns die Flüssigkeit der Schraube in scharfer, räumlicher Abgrenzung gegenüber der umgebenden Flüssigkeit zufließend, jedoch nicht durch starre Kanalwandungen umschlossen, sondern etwa durch eine unendlich dünne elastische Haut von der umgebenden Flüssigkeit getrennt, so daß Druckausgleich zwischen dem Schraubenstrahl und der umgebenden Flüssigkeit erfolgen kann, dann herrscht, da die Flüssigkeit sich mit beschleunigter Geschwindigkeit der Schraube zu bewegt, innerhalb des Flüssigkeitsstrahles gegenüber der umgebenden Flüssigkeit Unterdruck. Der achsiale Gleichgewichts-

*) Vgl. des Verfassers: On the criterion for the occurrence of cavitation. Transactions Inst. Naval Architects 1913.

zustand ist dadurch gewährleistet, daß die achsiale Geschwindigkeitszunahme dem äußeren Druck das Gleichgewicht hält, der Gleichgewichtszustand senkrecht zur Achse folgt aus der gleichen Bedingung bezogen auf die senkrechte Bewegung der Flüssigkeitsteilchen der Achse zu. Da der Druck um so geringer ist, je näher der betreffende Querschnitt an der Schraube liegt, folgt, daß die Tangenten der Bahnkurven der einzelnen Flüssigkeitsteilchen um so mehr gegen die Achse geneigt sein müssen, je näher die betreffenden Bahnpunkte der Schraube liegen, und daß die Bahnen der Flüssigkeitsteilchen nach außen gekrümmt sind.

Die Gleichgewichtsbedingung kann auch in der Weise ausgedrückt werden, daß die aus der Richtungsänderung der Bahn sich ergebenden Zentrifugalkräfte der zuströmenden Flüssigkeitssäule in jedem Punkt mit dem Druck der äußeren Flüssigkeit im Gleichgewicht stehen müssen.

Denken wir uns die Masse eines in zur Schraubenachse senkrechten Schichten durchfließenden Flüssigkeitssektors in dem Schwerpunkt, also auf $\frac{2}{3}$ des Außendurchmessers vereinigt und nehmen wir die Krümmung der Bewegung derartig gering an, daß die achsiale Komponente der Zentrifugalkräfte vernachlässigt werden darf, so gilt, wenn wir uns den Schraubenstrahl aus Einzelsektoren zusammengesetzt denken, für die Bewegung jedes Sektorschwerpunktes die folgende Beziehung, wenn p_1 der Druck in der den Strahl umschließenden Flüssigkeit, (Fig. 6), p der Druck in einem beliebigen Querschnitt des Strahles, r_1 der Abstand der Sektorschwerpunkte von der Strahlachse in unendlicher Entfernung vor der Schraube, r der Schwerpunktsabstand an dem untersuchten Querschnitt, v_1 und v die entsprechenden Geschwindigkeiten, R der Krümmungsradius der Schwerpunktsbahn in dem untersuchten Querschnitt sind:

$$1. \quad v \cdot r^2 = v_1 \cdot r_1^2 \quad (\text{Kontinuitätsbedingung}),$$

$$2. \quad \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma},$$

$$3. \quad \frac{9}{4} \cdot \frac{r_1^2 \cdot \pi \cdot v_1 \cdot d \cdot t \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = 3 \cdot r \cdot \pi \cdot v \cdot d \cdot t \cdot (p_1 - p), \text{ oder } R = \frac{3 \cdot r \cdot v^2 \cdot \gamma}{4 \cdot g \cdot (p_1 - p)}$$

und hieraus folgt durch einfache Umformung:

$$R = \frac{3}{2} \cdot \frac{r}{\left(1 - \left(\frac{r}{r_1}\right)^4\right)} \quad \text{Gleichung 12}$$

Diese Beziehung gibt zu jedem Punkt der Bahn den zugehörigen Wert von R und erlaubt so eine angenäherte Konstruktion der Schwerpunktsbahn, indem man für kleine Strecken den Krümmungsradius unveränderlich annimmt.

Bahn des Schwerpunktes eines Flüssigkeitssektors des Schraubenstrahles bei einem Verhältnis der Eintrittsgeschwindigkeit zur Fortschrittsgeschwindigkeit = 4.

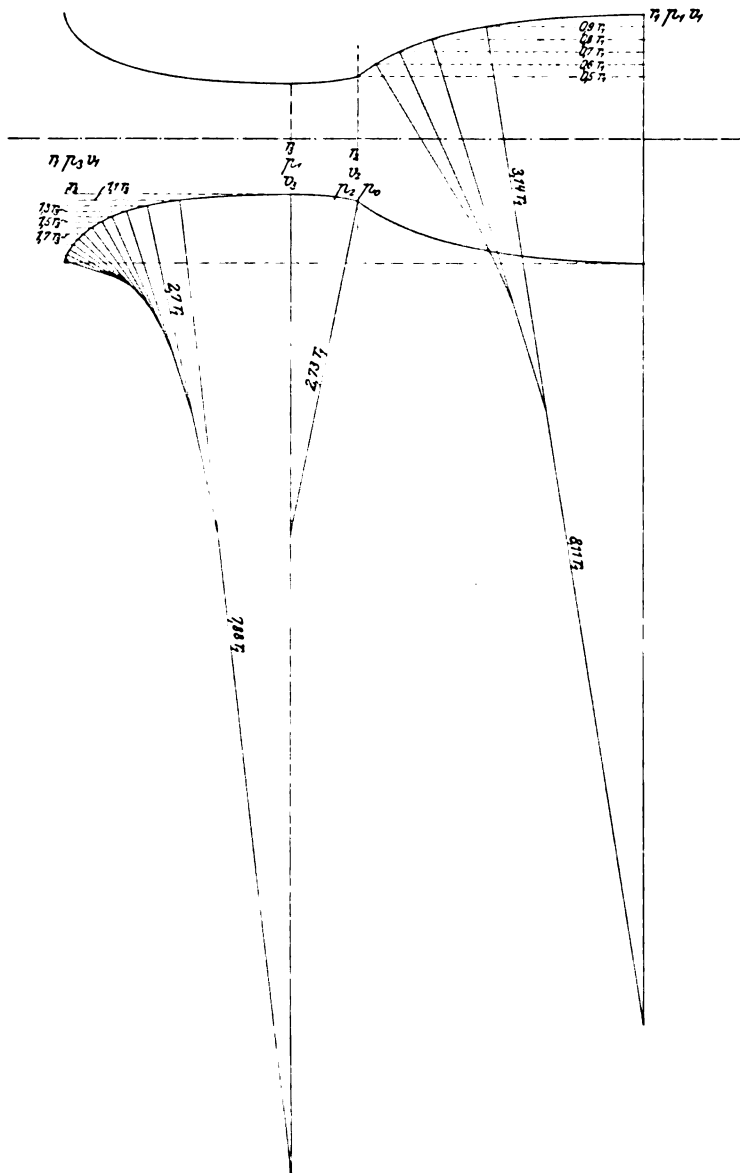


Fig. 6.

Wenn in dem in Fig. 6 dargestellten Beispiel $r_1 = 1$ angenommen wird, ergibt sich für

$r = 0,95$	zwischen $r = 1$	und $0,9$	$R = 8,11$
$0,85$	„	$= 0,9$ „ $0,8$	$= 3,14$
$0,75$	„	$= 0,8$ „ $0,7$	$= 2,19$
$0,65$	„	$= 0,7$ „ $0,6$	$= 1,82$
$0,55$	„	$= 0,6$ „ $0,5$	$= 1,64$

Man erkennt, daß der Krümmungsradius der Schwerpunktsbahn um so kleiner wird, je größer das Verhältnis der achsialen Geschwindigkeit ef gegenüber der Fortschrittsgeschwindigkeit bc ist. Wenn die Fortschrittsgeschwindigkeit sehr klein wird, so wird das Verhältnis des Zuströmquerschnittes zum Schraubenquerschnitt sehr groß. Das Wasser strömt alsdann nicht allein von der Saugeseite her der Schraube zu, sondern auch von der Druckseite, umströmt also die Schraube, und es bildet sich an der Flügelspitze ein Ringwirbel aus. Im Innern des Ringwirbels herrscht sowohl gegenüber der umgebenden Flüssigkeit, wie gegenüber dem zentralen Schraubenstrahl Unterdruck, welchem durch die Zentrifugalkräfte des Wirbels Gleichgewicht gehalten wird. Der an der Spitze der Schraube sich ausbildende Ringwirbel verändert die Gestalt der Zuströmung nach Art der Fig. 7.

Mit wachsender Zuströmgeschwindigkeit, also abnehmendem Zuströmquerschnitt des Schraubenstrahles im Unendlichen zieht sich der Wirbel immer mehr und mehr nach der Spitze des Flügelblattes zurück, um zuletzt vollkommen zu verschwinden.

Aus Gleichung 12 folgt als wichtigste Erkenntnis, daß die Gestalt des zuströmenden Schraubenstrahles unabhängig von der absoluten Geschwindigkeit der Flüssigkeit ist und nur von

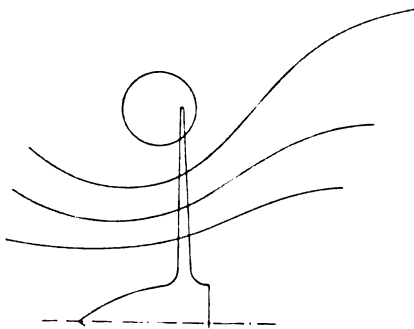


Fig. 7.

dem Verhältnis der Fortschrittsgeschwindigkeit — der Zuströmgeschwindigkeit im Unendlichen — zur Einströmgeschwindigkeit abhängt, also für jedes bestimmte Geschwindigkeitsverhältnis in ganz bestimmtem Verhältnis zu den Abmessungen der Schraube steht. Sobald also für eine Schraube beliebiger Steigung das Verhältnis der achsialen Durchströmgeschwindigkeit zur Fortschrittsgeschwindigkeit be-

kannt ist, liegt damit auch die Gestalt des zuströmenden Schraubenstrahles fest. Man erkennt aus Fig. 6, daß der Einfluß der Schraube auf das zuströmende Wasser sich nur bis zu einem verhältnismäßig geringen Abstand vor der Schraube geltend macht, derartig, daß z. B. bei dem Verhältnis 1,3 der achsialen Zuströmgeschwindigkeit zur Fortschrittsgeschwindigkeit der Einfluß des Saugestromes in der Entfernung von etwa einem Durchmesser vor der Schraube bereits verschwindend gering geworden ist.

6. Die Form des austretenden Flüssigkeitsstrahles. Beim Durchströmen durch die Schraube erhält die Flüssigkeit außer einer achsialen Geschwindigkeit eine

tangentiale Geschwindigkeit eg mitgeteilt (Fig. 3). Der Schraubenstrahl erhält also eine Drehbewegung. Den infolge dieser Drehbewegung auftretenden Zentrifugalkräften wird durch den äußeren Atmosphärendruck Gleichgewicht gehalten. Der Schraubenstrahl wird solange als geschlossener Strahl aus der Schraube austreten, als die Summe der Zentrifugalkräfte des rotierenden Schraubenstrahles geringer ist als der auf den Umfang des Schraubenstrahles wirkende Überdruck $p_b + T \cdot r - p_h$ gegenüber einer möglichen Hohlraumspannung p_h . Überwiegen die Zentrifugalkräfte der Drehbewegung des Schraubenstrahles, so löst sich der Strahl unter dem Einfluß der Zentrifugalkraft in eine Reihe von in Form eines Hyperboloids sich kreuzenden Flüssigkeitsbändern auf. Über die Grenzggeschwindigkeit, welche einer solchen Auflösung des Schraubenstrahles entsprechen würde, kann man sich wieder durch eine der vorhergehenden ähnliche Betrachtung genügende Klarheit verschaffen.

Nehmen wir an, daß alle Punkte des austretenden Schraubenstrahles gleiche Winkelgeschwindigkeit besitzen, und denken wir uns die rotierende Flüssigkeitsmasse aus Einzelmassen bestehend, welche in den Schwerpunkten von Einzelsektoren im Abstand r von der Achse angreifen, so ist der äußere Radius des Schraubenstrahles $= \frac{3}{2} r$ und es gilt, wenn u die Rotationsgeschwindigkeit am Umfang des Schraubenstrahles bedeutet, und die achsiale Dicke der betrachteten Schicht $= l$ angenommen wird:

$$\frac{9}{4} \cdot r^2 \cdot \pi \cdot \frac{r}{g} \cdot \frac{4 \cdot u^2}{9 \cdot r} \leq 3 \cdot r \cdot \pi \cdot (p_b + T \cdot r - p_h).$$

Hieraus folgt

$$u^2 < 3 \cdot \frac{(p_b + T \cdot r - p_h)}{r} \cdot g$$

und mit

$$\frac{p_b + T \cdot r - p_h}{r} = 10$$

folgt $u \leq 17,18$ m/Sek. Tangentialgeschwindigkeit des austretenden Strahles am Umfang.

Diese Tangentialgeschwindigkeit dürfte selbst bei raschlaufenden Schrauben höchstens bei Stillstand des Schiffes oder hohen Slipwerten auftreten; bei der Schraube in Fahrt ist eine Auflösung des Schraubenstrahles hinter der Schraube, in Übereinstimmung mit der Erfahrung mit Schiffsschrauben, im allgemeinen nicht zu erwarten.

Aus der angestellten Überlegung folgt immerhin, daß die Beobachtung der im austretenden Schraubenstrahl von Schraubenmodellen auftretenden Strömungen

nur solange auf wirkliche Schrauben übertragen werden darf, als die Umdrehungszahlen dieser Schrauben unterhalb der entsprechenden die Auflösung des Schraubenstrahles bedingenden Grenzzahlen liegen, ferner, daß für Luftschrauben die Auflösung des Strahles erst bei Rotationsgeschwindigkeiten des Schraubenstrahles zu erwarten ist, welche etwa 28,6 mal größer sind als bei Wasserschrauben, also praktisch überhaupt nie.

Solange der den Schraubenstrahl umschließende Flüssigkeitsdruck größer ist als die Zentrifugalkraft des rotierenden Flüssigkeitsstrahles, bleibt der Schraubenstrahl geschlossen. Sehen wir von der tangentialen Geschwindigkeit ab, so können wir uns von der Gestalt des austretenden Schraubenstrahles in der folgenden einfachen Weise eine Vorstellung machen.

Der Druck vor der Schraube (Saugeseite) ermittelt sich aus der Beziehung

$$\frac{p_0}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (\text{Fig. 6}), \quad \text{Gleich. 13}$$

die Druckerhöhung hinter der Schraube (Druckseite) ist durch den Reaktionsdruck der austretenden Flüssigkeit bedingt

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g}. \quad \text{Gleich. 14}$$

Der Gesamtschub der Schraube beträgt sonach

$$\begin{aligned} S &= R^2 \cdot \pi \cdot (p_2 - p_0) = R^2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g} \right) \cdot \gamma \\ &= \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} \cdot v_2 \cdot (v_2 - v_1), \text{ wenn } R \text{ der Radius des Schraubenkreises ist.} \quad \text{Gleich. 15} \end{aligned}$$

Infolge des Ueberdruckes $p_2 - p_1$ wird sich der Schraubenstrahl hinter der Schraube zunächst noch weiter beschleunigen und erst nach einer gewissen Strecke auf seine Maximalgeschwindigkeit v_3 kommen. Bei dieser Maximalgeschwindigkeit ist der Strahlquerschnitt zylindrisch, der Druck im Strahl sonach dem Flüssigkeitsdruck p_1 gleich.

Für die zwischen v_2 und v_3 liegende Strecke läßt sich die Flüssigkeitsbahn analog der Betrachtungen des vorigen Abschnittes bestimmen aus

1. $v_2 \cdot r_2^2 = v \cdot r^2,$
2. $\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma},$
3. $R = \frac{3 \cdot r \cdot v^2 \cdot \gamma}{4 \cdot g \cdot (p - p_1)},$

woraus

$$R = \frac{3r}{2 \left(\frac{r^4}{r_3^4} - 1 \right)} \quad \text{Gleich. 16}$$

und

$$r_3 = \sqrt[4]{\frac{2}{\frac{2}{r_2^4} - \frac{1}{r_2^2 r_1^2} + \frac{1}{r_1^4}}}. \quad \text{Gleich. 17}$$

Mit

$$r_1 = 1, \quad r_2 = 0,5$$

folgt

$$r_3 = 0,4475,$$

und der mittlere Krümmungsradius auf der Strecke von r_2 bis r_3 für

$$r = \frac{0,5000 + 0,4475}{2} = 0,47375,$$

$$R = 2,73.$$

Von v_3 ab würde der Schraubenstrahl seine zylindrische Form beibehalten, wenn nicht die umgebende Flüssigkeit, wie innere Widerstände verzögernd auf den Strahl einwirken würden.

Berücksichtigen wir lediglich innere Widerstände, so ist der Druckabfall zweier den Geschwindigkeiten v_3 und v entsprechender Querschnitte

$$\frac{(v_3 - v)^2}{2g},$$

so daß wir für die Gestalt des sich erweiternden Strahles die Beziehungen erhalten:

$$1. \quad v_3 \cdot r_3^2 = v \cdot r^2,$$

$$2. \quad \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + \frac{(v_3 - v)^2}{2g} = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma},$$

$$3. \quad R = \frac{3 \cdot r \cdot v^2 \cdot \gamma}{4 \cdot g \cdot (p - p_1)},$$

woraus

$$R = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{r}{\frac{r^2}{r_3^2} - 1} \right) \quad \text{und} \quad \text{Gleich. 18}$$

für $r_3 = 0,4475$

folgt

$$\begin{aligned} \text{für } r &= 0,470 & R &= 7,88 \\ &= 0,515 & &= 2,70 \end{aligned}$$

für $r = 0,560$	$= 1,70$
$= 0,603$	$= 1,23$
$= 0,648$	$= 0,99$
$= 0,693$	$= 0,83$
$= 0,738$	$= 0,72$
$= 0,783$	$= 0,64$
$= 0,827$	$R = 0,57$
$= 0,872$	$= 0,52$
$= 0,916$	$= 0,48$
$= 0,961$	$= 0,45$
$= 1,005$	$= 0,42.$

Der Druck im austretenden Strahl, nachdem derselbe sich auf den ursprünglichen Querschnitt, r_1 entsprechend, erweitert hat, beträgt

$$p_3 = \frac{v_1(v_3 - v_1) \cdot r}{g} + p_1.$$

In Fig. 6 ist die Bahnkurve der Sektorschwerpunkte aus den Krümmungsradien konstruiert, und wenn diese Bahnkurve auch nicht — insbesondere im letzten Teil des austretenden Strahles, für welchen die Achsialkomponente der Zentrifugalkraft nicht vernachlässigt werden darf, — Anspruch auf absolute Richtigkeit macht, so gibt sie doch, wie ich glaube, ein gutes Bild der Strömungsverhältnisse vor und hinter der Schraube.

7. Die Strömungsverhältnisse der Flüssigkeit im Schraubenelement. Wie oben auseinandergesetzt, erfährt die Flüssigkeit vor der Schraube bereits eine Geschwindigkeitszunahme von der achsialen Geschwindigkeit bc auf die achsiale Geschwindigkeit gb . Mit dieser letzteren Geschwindigkeit tritt die Flüssigkeit in den Schraubenkreis ein. Würde das Flügelblatt unendlich dünn und völlig reibungslos sein, so würde die Flüssigkeit mit dieser achsialen Geschwindigkeit durch die Schraube hindurchtreten, dabei die Drehgeschwindigkeit eg aufnehmend. Die tatsächlichen Verhältnisse weichen von diesen, für ein ideales Flügelblatt gültigen Verhältnissen ab. Infolge der materiellen Stärke des Flügelblattes verengt sich der Durchtrittsquerschnitt durch die Schraube (Fig. 8), und die Durchtrittsgeschwindigkeit erfährt eine Erhöhung in dem Verhältnis des Gesamtquerschnittes zum freien Querschnitt von bg auf bg' . Bei entsprechender Formgebung des Flügelblattquerschnittes kann diese maximale Geschwindigkeit in dem Schraubenelement, z. B. auf der Strecke 1, 2, 3, 4 erzielt werden, ohne daß eine Drehung der Flüssigkeit eintritt. Die Mitteilung der Drehbewegung erfolgt dann auf dem Wege

4—9 unter gleichzeitiger Abnahme der achsialen Geschwindigkeit von bg' auf ef , und der relativen Geschwindigkeit von ag' auf ae , entsprechend der Querschnittserweiterung der durch je zwei Flügelschnitte gebildeten Düse.

Bei den der Fig. 8 zugrunde gelegten Bewegungsverhältnissen ist angenommen, daß die Flüssigkeit sich in parallelen Schichten AA, BB, CC usw. durch die

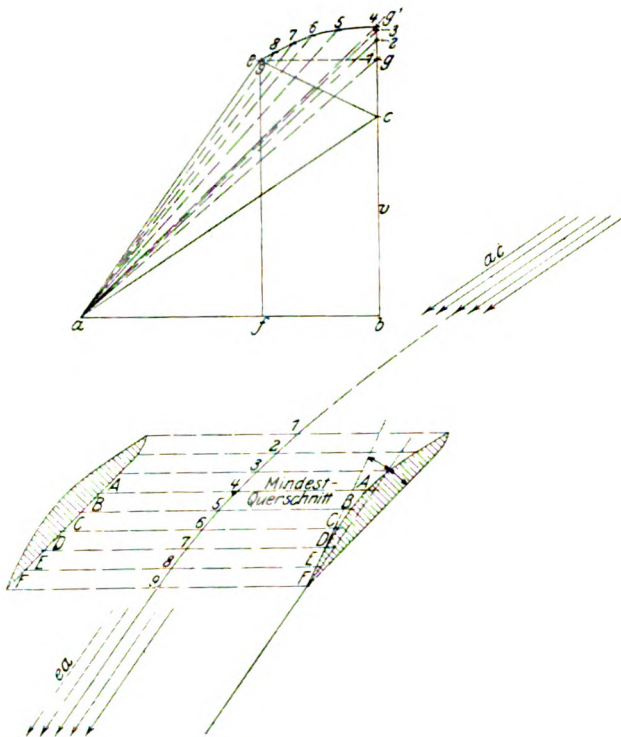


Fig. 8.

Schraube hindurch bewegt. Diese Annahme deckt sich, wie wir weiter unten sehen werden, nicht vollkommen mit der Wirklichkeit, sie ist aber notwendig, um überhaupt einen Einblick in die Arbeitsverhältnisse der Schraube zu erhalten.

Wir können uns die Wirkung der Schraube auch erzielt denken durch eine Ersatzschraube mit unendlich vielen, unendlich dünnen, absolut glatten Flügelflächen nach Linie 1, 2—9. Diese Flügelflächen müßten, wenn wir die Sauge Wirkung der Schraube leugnen, so weit über 1 hinaus verlängert werden, wie ein ablenkender Einfluß der tatsächlich vorhandenen Saugwirkung auf die relative Geschwindigkeit vorhanden ist, also streng genommen bis in unendliche Entfernung vor der Schraube.

Läßt man die oben gemachte Annahme der parallelen Strömung durch die Schraube hindurch gelten, so erhält man einen einfachen geometrischen Zusammen-

hang zwischen der Flügelquerschnittform und dem Steigungswinkel β des austretenden Flüssigkeitsstrahles, also die in Abschnitt 2 gesuchte Beziehung zwischen H und H' . Da nämlich die Linie 4, 5, 6, 7, 8, 9 die Strecken AA , BB usw. halbiert, ergibt sich der Steigungswinkel des austretenden Flüssigkeitsstrahles annähernd als Halbierende des Zuschärfungswinkels des Flügelquerschnittes an der Austrittskante. Wie wir weiter unten sehen werden, entspricht diese Annahme nicht völlig den tatsächlichen Verhältnissen; sie ist aber um so mehr zulässig, je geringer die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen bc und bg' und je besser die Wasserführung durch zwei aufeinander folgende Flügelquerschnitte ist. Je größer die Geschwindigkeitsdifferenz $bg' - bc$ ist, desto flacher wird der Austrittswinkel, und desto mehr nähert sich derselbe dem Steigungswinkel der austretenden Kante der Druckseite des Flügelblattes; je geringer die Flügelquerschnittsbreite im Verhältnis zu dem zwischen zwei aufeinander folgenden Flügelquerschnitten vorhandenen Zylinderumfang ist, desto schlechter ist die Wasserführung und desto flacher wird der Austrittswinkel. Bei schmalen Flügelblättern (Luftpropellern) kann derselbe Werte annehmen, welche noch unterhalb des Steigungswinkels der austretenden Kante der Druckseite des Flügelblattes liegen.

8. Der Einfluß des Flügelquerschnittes auf die Schraubenwirkung. Die Grundgleichungen der Schraubenwirkung (Gleich. 1 bis 7) haben uns zu der Erkenntnis geführt, daß für die Wirkung der Schraube lediglich der Durchmesser der Schraube, der Steigungswinkel und die Geschwindigkeit des austretenden Flüssigkeitsstrahles in Frage kommt. Andere Größen, z. B. die Flügelfläche, die Widerstände in der Schraube usw. kommen in der Grundgleichung der Schraubenwirkung direkt nicht vor, und sie können sonach nur insofern von Einfluß sein, als sie den Steigungswinkel oder die Geschwindigkeit des austretenden Flüssigkeitsstrahles beeinflussen. Halten wir den im vorigen Abschnitt gegebenen geometrischen Zusammenhang des Steigungswinkels des austretenden Flüssigkeitsstrahles mit dem Flügelquerschnitt fest, so folgt direkt, daß alle diejenigen Flügelelemente ähnliche Wirkungen ergeben müssen, bei welchen die Halbierende des Zuschärfungswinkels der Flügelquerschnitte an der Aus-

trittskante gleichen Steigungswinkel besitzt oder, wenn wir Schrauben mit gleicher Steigung der Flügeldruckflächen mit einander vergleichen, bei welchen der Zuschärfungswinkel des Flügelquerschnittes an der Austrittskante der gleiche ist. Dieser Zuschärfungswinkel des Flügelquerschnittes kann, ähnlich geformte Flügelquerschnitte vorausgesetzt, ausgedrückt werden durch das Verhältnis der Flügelblattdicke d zur Flügelblattbreite b . Hieraus folgt also der Satz, daß die Wirkung von Schrauben gleichen Durchmessers und gleicher Steigung der

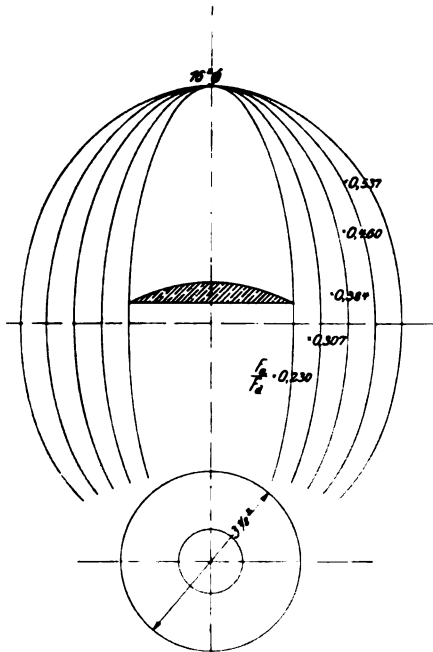


Fig. 9.

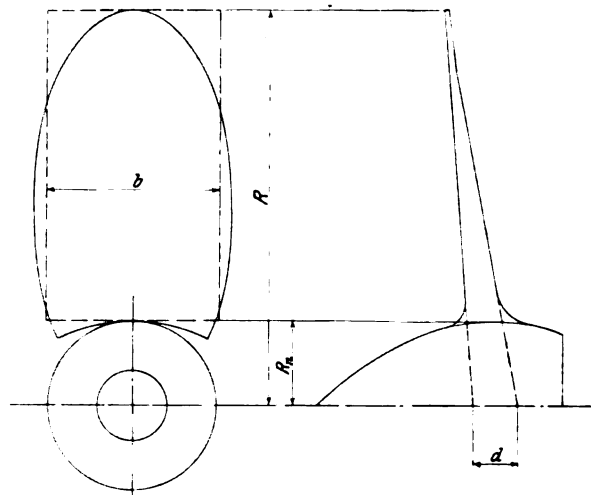


Fig. 10.

Druckflächen und ähnlich geformten Flügelquerschnitten im wesentlichen abhängig von dem Dickenverhältnis des Flügelblattes d/b und unabhängig von der Größe der Flügelfläche ist, wenn die Flügelbreite genügend ist, um eine Ablenkung der Flüssigkeit nach der Mittellinie der Düse zu erzwingen.

Dieser Satz hätte auch wieder direkt aus den allgemeinen Gesichtspunkten des Turbinenbaues abgeleitet werden können; denn auch im Turbinenbau ist der von der Schaufel aufgenommene Druck pro Masseneinheit der arbeitenden Flüssigkeit nur abhängig von der Winkelablenkung und der Geschwindigkeit des Strahles, nicht aber von der Größe der Schaufel, und diese bestimmt sich

Fig. 11.

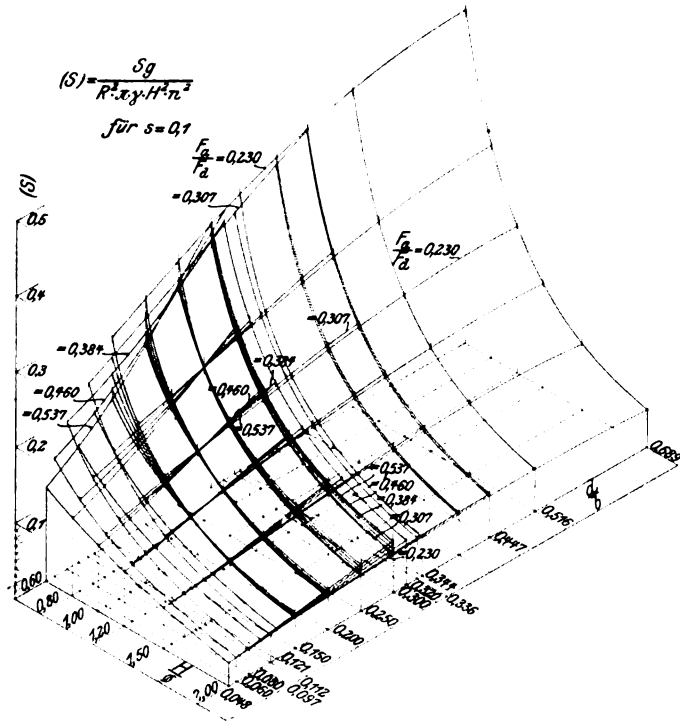
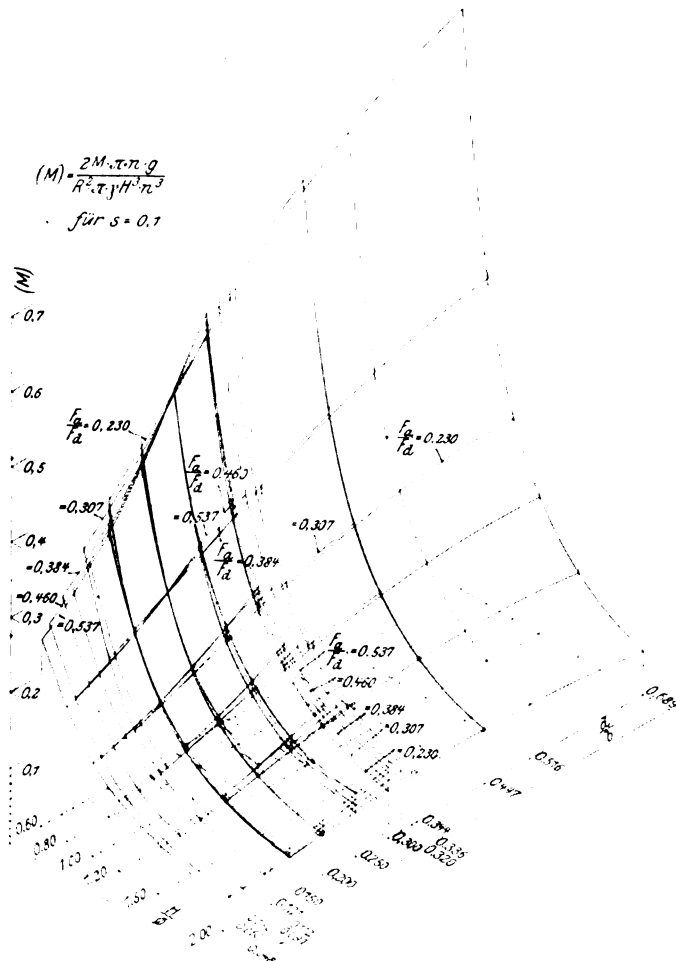


Fig. 12



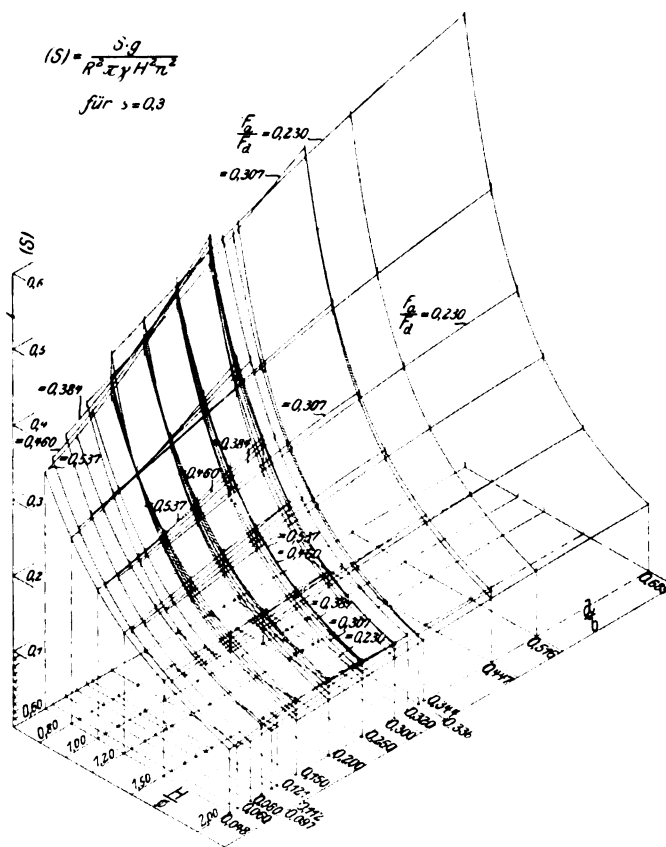


Fig. 13.

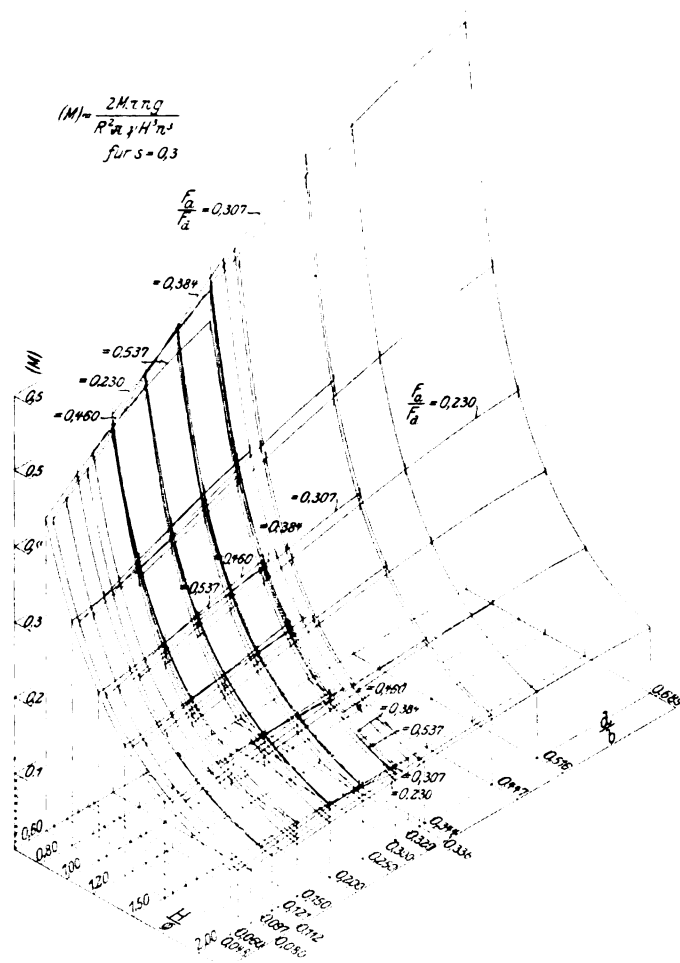


Fig. 14.

allein aus der Bedingung, daß bei der gewählten Schaufelteilung — entsprechend unserer Flügelzahl — die Schaufel die gewünschte Richtungsänderung der Flüssigkeit tatsächlich erzwingen kann.

Der Beweis für den in obigem ausgesprochenen Satz kann experimentell erbracht werden in der Weise, daß Versuchsergebnisse von Schrauben von gleicher Steigung der Flügeldruckseite und ähnlich geformten Flügelquerschnitten, aber von verschiedenen Flächenverhältnissen und Dickenverhältnissen der Flügel miteinander verglichen werden.

Solche Versuchsergebnisse liegen in ausgezeichneter Weise in den systematischen Messungen D. W. Taylors vor ¹⁾. D. W. Taylor maß die Schübe und Drehmomente dreiflügeliger Schrauben von 16 Zoll Durchmesser mit den Steigungsverhältnissen $H/\varnothing = 0,6, 0,8, 1,0, 1,2, 1,5$ und $2,0$ je mit den Verhältnissen der abgewickelten Fläche zur Kreisfläche $\frac{F_a}{F_d} = 0,230, 0,307, 0,384, 0,460$ und $0,537$ (Fig. 9) unter Innehaltung ähnlich geformter Flügelquerschnitte, also mit verschiedenen sich daraus ergebenden Dickenverhältnissen d/b . Die Dicke ist hierbei definiert als die Dicke eines bis zur Schraubenachse verlängert gedachten Flügelblattes (Fig. 10) in der Achse, die Breite b als die mittlere Breite eines Flügelblattes, welche sich ermittelt aus der Beziehung $b = \frac{F_a}{z(R - R_n)}$, wo z die Anzahl der Flügel ist.

Bildet man aus den gemessenen Werten Taylors für bestimmte Slipwerte die folgenden — unbenannten — Verhältnisswerte

$$\frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^2 \cdot n^2} \quad \text{und} \quad \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot n \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^3 \cdot n^3} \quad (\text{vergl. hierzu Abschn. 16})$$

und trägt man diese Verhältnisswerte etwa in isometrischer Projektion über den Steigungsverhältnissen $\frac{H}{\varnothing}$ und den Dickenverhältnissen $\frac{d}{b}$ auf, so sollte man, wenn der obige Satz streng richtig sein würde, eine einzige Raumfläche erhalten. Wie der Vergleich mit den Fig. 11 bis 14 zeigt, sind die erhaltenen 5 Raumflächen — den Flächenverhältnissen $\frac{F_a}{F_d} = 0,230, 0,307, 0,384, 0,460$ und $0,537$ entsprechend — wenn auch nicht zusammenfallend, doch so nahe aneinander liegend, daß der Satz, daß die Wirkungsweise der Schraube lediglich von der Änderung des Steigungswinkels und der Geschwindigkeit des austretenden Flüssigkeitsstrahles

¹⁾ D. W. Taylor. The Speed and power of Ships 1911.

gegenüber dem Steigungswinkel und der Geschwindigkeit des eintretenden Strahles abhängig ist, als experimentell bewiesen angesehen werden darf.

9. Der Einfluß der Flügeldruck- und der Flügelsaugeseite. Wie wir bei Betrachtung der Fig. 5 erkannt haben, tritt die Flüssigkeit mit der relativen, achsialen mittleren Eintrittsgeschwindigkeit bg in den Schraubenkreis ein und verläßt denselben mit der gleichen achsialen Geschwindigkeit. Wenn also der Steigungs-

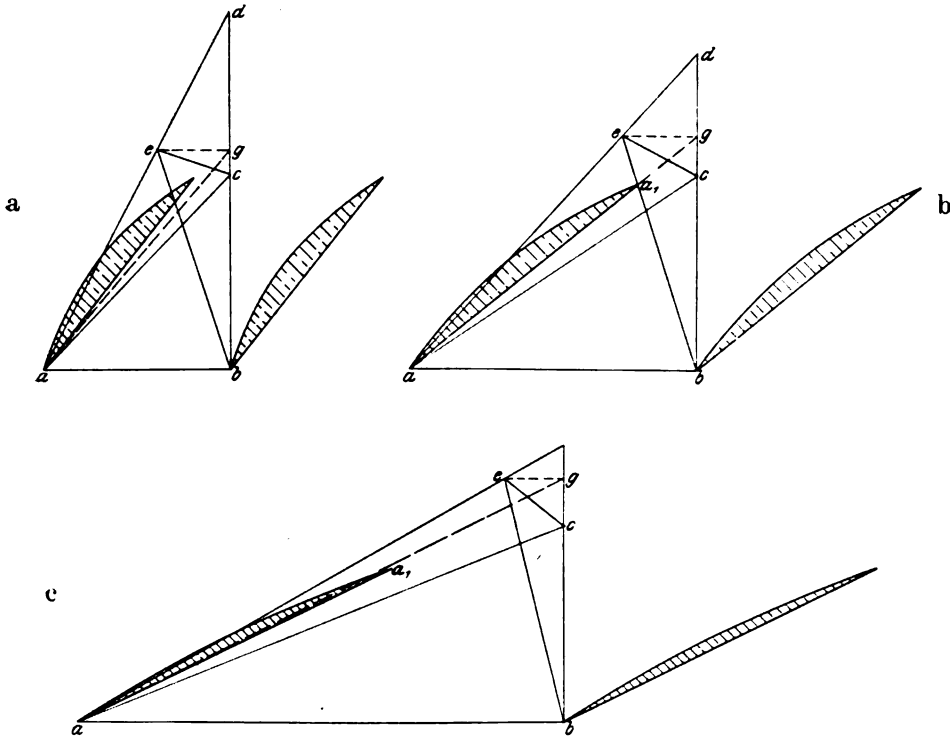


Fig. 15.

winkel der Druckfläche gleich bag ist, erfährt die Druckfläche des Flügels lediglich einen achsialen Druck, welcher der Reaktion des mit der absoluten achsialen Geschwindigkeit gc austretenden Flüssigkeitsstrahles entspricht, und zwar ist der spezifische achsiale Druck des austretenden Flüssigkeitsstrahles $= \frac{gc^2}{2g}$. Ist der Steigungswinkel der Druckseite größer als der Winkel bag , so tritt zu diesem Reaktionsdruck noch ein Ablenkungsdruck hinzu, welcher dem Ablenkungswinkel und der Eintrittsgeschwindigkeit entspricht. Ist der Neigungswinkel der Druckseite kleiner als der Winkel bag , so tritt ein entsprechender Unterdruck auf der Flügeldruckseite auf, welcher von dem Reaktionsdruck in Abzug gebracht werden muß.

Dem ersten Fall entsprechen Flügelquerschnitte nach Fig. 15 b, bei welchen der Schraubenstrahl mit der Druckfläche in dem gleichen Moment in Berührung tritt, in welchem derselbe die Austrittskante der Saugfläche verläßt, so daß also der ganze Schraubenstrahl am ganzen Zylinderumfang unter der Einwirkung entweder der Sauge- oder der Druckfläche steht. Als Bedingung hierfür gilt, daß die Richtung der mittleren Austrittsgeschwindigkeit eb in die Richtung der Verbindungslinie der beiden Flügelkanten $a_1 b$ fällt. Diese Bedingung wird in den meisten Fällen nur für eine beschränkte Zahl von Querschnitten bei einer vorliegenden Schraube erfüllt sein; im allgemeinen werden entweder je zwei aufeinander folgende Flügelquerschnitte einander überlappen (Fig. 15 a), oder aber die Flügelquerschnitte werden derartig auseinandergezogen sein, daß der Flüssigkeitsstrahl auf einem Teil des Umfangs dem Flügelblatteinfluß völlig entzogen ist (Fig. 15 c). In dem ersten Fall (Fig. 15 a) erscheint derjenige Teil des Flügelblattes, welcher überlappt, für den Antrieb des Flüssigkeitsstrahles unwirksam oder doch nur beschränkt wirksam, in dem zweiten Fall (Fig. 15 c) wirkt der Rückdruck des austretenden Strahles durch den Schraubenkreis hindurch auf den zuströmenden Flüssigkeitsstrahl, denselben verzögernd, so daß also die Geschwindigkeit in dem Punkte des Flüssigkeitsstrahles, welcher mit der Flügelkante a_1 in Berührung kommt, nicht mehr gleich derjenigen Geschwindigkeit ist, welche der Flüssigkeitsstrahl in dem Punkte besitzt, in welchem er nach Vorübergang der austretenden Kante b dem Einfluß der Saugseite des vorhergehenden Flügels entzogen wird.

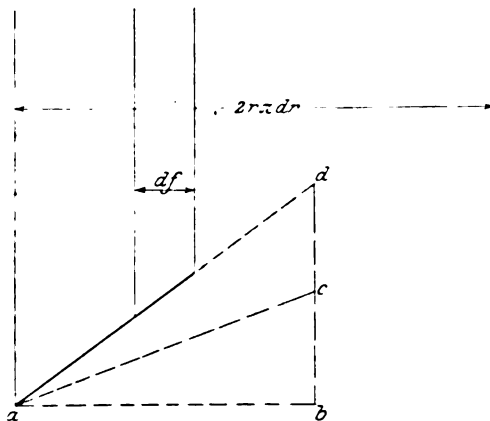


Fig. 16.

Am einfachsten läßt sich der verhältnismäßige Einfluß der Flügeldruck- und Saugseite überblicken, wenn wir lediglich die achsialen, den Schraubenschub erzeugenden Kräfte betrachten. Denken wir uns ein unendlich dünnes, reibungsloses Blatt senkrecht zu dem mit der Geschwindigkeit $v = bc$ einströmenden Flüssigkeitsstrom mit der Umfangsgeschwindigkeit ab bewegt, so erfährt, wie wir oben gesehen haben, dieses Flügelblatt keinerlei Kraft-äußerung, wenn der Neigungswinkel

des Flügelblattes $= bac$ ist (Fig. 16). Ist der Neigungswinkel größer, z. B. bad , so übt das Flügelblatt auf seiner Saugseite eine die Einströmgeschwin-

digkeit beschleunigende Wirkung aus. Denken wir uns den Flüssigkeitsstrom $2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr$ in eine Reihe von einzelnen Strömen von der Fläche df zerlegt, so wird nach einmaligem Vorbeigang des Flügelblattes der gesamte Flüssigkeitsstrom von der Geschwindigkeit $v = bc$ auf die achsiale Geschwindigkeit $ef = v + \Delta v$ gebracht sein, welche mit dem Druck auf der Saugseite des Flügelblattes p_s durch die Beziehung verbunden ist

$$df \cdot (p_b + T \cdot r - p_s) = df \cdot \int_v^{v+\Delta v} \frac{v_x \cdot dv_x \cdot r}{g}$$

$$p_b + T \cdot r - p_s = \left(v \cdot \Delta v + \frac{\Delta v^2}{2} \right) \cdot \frac{r}{g} = \left(v + \frac{\Delta v}{2} \right) \cdot \Delta v \cdot \frac{r}{g}.$$

Diese Gleichung stimmt, wenn wir rein achsiale Strömung annehmen, vollkommen mit der oben gegebenen Beziehung (Gleichung 10), welche wir aus der Bernoullischen Strömungsgleichung abgeleitet hatten, zusammen. Sie zeigt insbesondere, daß die Saugekraft einer Schraube völlig unabhängig von der Größe der Flügelfläche ist, solange der spezifische Flächendruck p_s der Saugseite größer ist als die in einem Hohlraum der Flüssigkeit auftretende Spannung p_b , herrührend von der Spannung des Dampfes und der Spannung der aus der Flüssigkeit sich ausscheidenden Gase, bei Luft also größer ist wie die Nullspannung.

Die achsiale Druckerhöhung p_d auf der Flügeldruckseite ergibt sich, wenn die Flügelabmessungen nach Fig. 15 b derart gewählt werden, daß die Richtung der mittleren Austrittsgeschwindigkeit eb in die Richtung der Verbindungslinie der beiden Flügelkanten a_1b fällt, als Reaktionsdruck der mit der achsialen Geschwindigkeit Δv austretenden Flüssigkeit zu

$$p_d = \frac{\Delta v^2}{2} \cdot \frac{r}{g} = \frac{\Delta v}{2} \cdot \Delta v \cdot \frac{r}{g}.$$

Der spezifische achsiale Druck auf der Flügeldruckseite beträgt sonach

$$p_d + p_b + T \cdot r = \frac{\Delta v^2}{2} \cdot \frac{r}{g} + p_b + T \cdot r.$$

Überlappen sich nach Fig. 15 a die Querschnitte, so tritt zu diesem Reaktionsdruck noch ein Ablenkungsdruck hinzu. Die größte hierbei auf der Druckseite des Flügelblattes auftretende spezifische Druckerhöhung ist gegeben durch die Bedingung, daß der größte spezifische Flächendruck, welcher auftritt, wenn Flüssigkeit, welche relativ zu einer Fläche mit der Geschwindigkeit v einströmt, beim Auftreffen auf diese Fläche eine Richtungsänderung erfährt, die Größe $\frac{v^2 \cdot r}{2 \cdot g}$ nicht übersteigen kann (Fig. 17). Dieser maximale spezifische Druck ist unab-

hängig von der Größe der Ablenkung des auftreffenden Flüssigkeitsstrahles, also auch dann zum wenigsten in einer Linie in der vollen Größe vorhanden, wenn

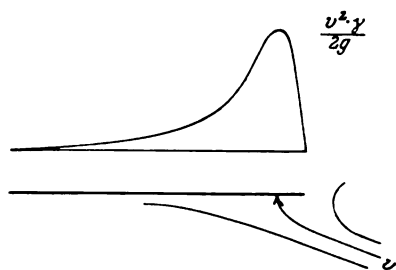


Fig. 17.

die Flüssigkeit unter spitzem Winkel gegen eine Platte einströmt. Je geringer jedoch der Ablenkungswinkel ist, desto rascher fällt dieser spezifische Flächendruck nach den Seiten ab. Der mittlere Druck ist eine Funktion des Ablenkungswinkels und für alle Verhältnisse kleiner als das Produkt aus Fläche und $\frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g}$.

Während die Flügelsaugeseite eine maximale spezifische Saugkraft von annähernd dem Atmosphärendruck auszuüben vermag, ganz gleichgültig, welches die relative Geschwindigkeit zwischen Flüssigkeit und Schraube ist, ist die spezifische Druckerhöhung auf der Flügeldruckseite abhängig von der Geschwindigkeit der Flüssigkeit. Der Einfluß der Saugeseite ist im Verhältnis zu dem der Druckseite um so höher, je geringer das spezifische Gewicht der betreffenden Flüssigkeit ist; insbesondere bei Luftpropellern muß daher dem Einfluß der Saugeseite besondere Aufmerksamkeit zugewendet werden.

10. Die Grenzen der Flügelfläche. Der Eintritt von Hohlraumbildung. Aus Gleichung 11 hatten wir, in Übereinstimmung mit den Betrachtungen des letzten Abschnittes, erkannt, daß zwischen der Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube v , der achsialen Geschwindigkeitszunahme der Flüssigkeit in der Schraube Δv , dem Steigungswinkel α eines Flächenelementes der Flügelsaugeseite, dem barometrischen Druck p_b , der Spannung an dem betrachteten Flächenelement p_s und der Tiefe dieses Elementes unter dem Wasserspiegel T die Beziehung besteht

$$\frac{\Delta v^2}{\cos^2 \alpha} + 2 \cdot v \cdot \Delta v = \frac{(p_b + T \cdot \gamma - p_s) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}.$$

Den geringsten Wert, welchen p_s erreichen kann, ist bei Wasser als Flüssigkeit gegeben in der Hohlraumspannung p_h , welche abhängig ist von der Temperatur des Wassers und der Menge der im Wasser enthaltenen Gase, bei Luft als Flüssigkeit durch die Nullspannung.

Sobald der Druck auf der Saugeseite des Schraubenelementes gleich dem der Hohlraumspannung p_h geworden ist, nimmt die in die Schraube eintretende

Flüssigkeitsmenge nicht mehr proportional der Umdrehungszahl zu, sondern in geringerem Verhältnis, und zwar nähert sich mit wachsender Schiffsgeschwindigkeit diese Wassermenge dem Produkt aus Fläche mal Fortschrittsgeschwindigkeit asymptotisch. Die Schubkraft des Flügelementes wächst dann nicht mehr mit dem Quadrate der Umdrehungszahl, sondern in einem entsprechend geringeren Verhältnis. Außerdem reduzieren die bei solcher partiellen Füllung auftretenden Stoßverluste den Wirkungsgrad des Propellers bald in so hohem Maße, daß der Verwendung von Schraubenpropellern mit Eintritt vollkommener Hohlraumbildung eine Grenze gesetzt erscheint.

Hiernach erscheint die Grenze der Flügelfläche durch die Bedingung gegeben, daß

$$\begin{aligned} & F_{\text{projiziert}} (p_b + T \cdot \gamma - p_h) \quad \text{Saugekraft} \\ & + F_{\text{projiziert}} \cdot \frac{A v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \quad \text{Druckkraft} \\ & \leq \text{beabsichtigter Schubkraft ist.} \end{aligned}$$

Diese Bedingung fällt annähernd zusammen mit der bekannten zuerst von Barnaby aufgestellten Forderung, wonach die Grenze der Flügelfläche durch die spezifische Belastung der projizierten Flügelfläche gegeben ist. Man erkennt aus unseren Gleichungen, daß diese spezifische Belastung kein konstanter Wert, sondern abhängig ist von

1. dem Barometerstand,
2. der Tiefe der Schraube unter Wasser,
3. der Temperatur des Wassers,
4. dem Gasreichtum des Wassers,
5. der achsialen Geschwindigkeitszunahme des Wassers.

Solange Hohlraumbildung nicht eintritt, ist die von der Schraube ausgeübte Schubkraft unabhängig von der Tiefe der Schraube unter Wasser.

Die Bedingung für die Grenze der Flügelfläche ist aufgestellt von dem Gesichtspunkt, daß der Eintritt völliger Hohlraumbildung die zulässige Grenze der Schraubenbelastung darstellt. Bevor die völlige Hohlraumbildung eintritt, wird partielle Hohlraumbildung bei allen Schrauben beobachtet werden können; das Kriterium für den Beginn solcher partiellen Hohlraumbildung ergibt die folgende Betrachtung.

Wie die oben angeschriebene Gleichung 11 lehrt, ist die Größe der Saugspannung abhängig von

1. der Fortschrittgeschwindigkeit v ,
2. der achsialen Geschwindigkeitszunahme Δv ,
3. dem Steigungswinkel α der einzelnen Flächenelemente der Saugeseite des Flügelquerschnittes.

Je größer die Fortschrittgeschwindigkeit v und je größer der Steigungswinkel α ist, desto geringer muß die achsiale Geschwindigkeitszunahme Δv gewählt werden, wenn partielle Hohlraumbildung vermieden werden soll. Die Hohlraumbildung wird bei einem bestimmten Flügelquerschnitt an derjenigen Kante beginnen, an welcher α den größten Wert besitzt: dies wird im allgemeinen die austretende Kante der Saugeseite sein. Bei raschlaufenden Schiffen empfiehlt es sich daher, den Zuschärfungswinkel der austretenden Kante möglichst gering zu halten.

11. Experimentelles Studium der Flüssigkeitsströmung und der Druckverteilung in der Schraube. Die hier entwickelten Gesichtspunkte verlangen eine Bestätigung durch das Experiment, und zwar durch Messung der Druckverteilung an Schraubenflügeln oder an Flächen von flügelschnittähnlichen Querschnittsformen. Zuverlässige systematische Messungen über die Druckverteilung an Propellern liegen, soweit mir bekannt, nur in den Messungen Fuhrmanns in der Göttinger Modellversuchsanstalt vor ¹⁾. Diese Arbeit ist, sowohl was den Aufbau als auch die Resultate der einzelnen Messungen anlangt, eine der glänzendsten experimentellen Arbeiten Schraubenpropeller betreffend überhaupt. In Fig. 18 sind die Messungen Fuhrmanns an einem Flügelquerschnitt wiedergegeben, allerdings abweichend von Fuhrmann nicht in Druckwerten, sondern dimensionslos als Bruchteil der Druckhöhe $\frac{ac^2}{2g} \cdot \gamma$ (nach Fig. 8). Diese auch von dem National Physical Laboratory (N. P. L.) in der weiter unten erwähnten Arbeit benutzte Darstellung hat den Vorteil, daß sie die Messungen unabhängig von den Abmessungen des Versuchsobjektes und unabhängig von der Art der Flüssigkeit wiedergibt und den unmittelbaren Vergleich mit ganz anders gearteten Versuchen, z. B. mit Flächen, welche geradlinig in Flüssigkeit bewegt werden, oder mit Druckmessungen an Wasserschrauben, erlaubt. Der betreffende Flügelquerschnitt ist für verschiedene Richtungen der relativen Zu-

¹⁾ Dr. G. Fuhrmann. Mitteilungen aus der Göttinger Modellversuchsanstalt. Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt April 1913.

strömungsgeschwindigkeit in unendlicher Entfernung vor der Schraube aufgezeichnet. Man erhält durch diese Messungen das Obengesagte bestätigt, nämlich daß der Druck an der Flügeldruckseite begrenzt ist durch das Maß $\frac{a \cdot c^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g}$, ferner daß der mittlere Druck auf der Flügeldruckfläche nur ein Bruchteil dieses Grenzwertes ist, und zwar ein um so kleinerer, je geringer der Einfallwinkel gegenüber der Druckfläche ist, ferner daß die Saugeseite in ihrer Wirksamkeit der Druckseite bei weitem überlegen ist und bei Luftschrauben der spezifische Unterdruck der Saugeseite ein Mehrfaches des Grenzdruckes der Druckseite werden kann.

Ganz ähnliche Resultate wurden bei Versuchen des National Physical Laboratory¹⁾ erhalten. Die Versuche des N. P. L. betreffen die Untersuchung einer Fläche von flügelblattähnlichem Querschnitt, welche unter verschiedenem Neigungswinkel einem Luftstrom entgegengestellt wurde. Ich habe die entsprechenden Abbildungen in Fig. 18 links neben die Fuhrmannschen Figuren gestellt, und zwar so, daß den Druckverhältnissen nach etwa ähnliche Figuren nebeneinander stehen. Zunächst erkennt man durchweg die Ähnlichkeit des Charakters der Druckverteilung bei beiden Versuchen. Auf einige Punkte möge jedoch speziell hingewiesen werden. Bei dem von Fuhrmann gewählten Flügelquerschnitt tritt an der austretenden Kante des Flügels bei sämtlichen Fortschrittsgeschwindigkeiten Saugewirkung ein, während diese Saugewirkung bei den Versuchen des N. P. L. nicht vorhanden ist. Die Erklärung findet sich in unserer Gleichung 11:

$$-\frac{A v^2}{\cos^2 \alpha} + 2 v A v = -\frac{2 g}{\gamma} (p_b + T \cdot \gamma - p_s),$$

aus welcher hervorgeht, daß der Flächendruck p_s am Flügelblatt um so geringer ist, je größer unter sonst gleichen Verhältnissen der Neigungswinkel α ist. Die Saugewirkung des Fuhrmannschen Querschnittes erklärt sich sonach durch das stumpfe Ende des austretenden Flügelquerschnittes. Weiter vergleiche man die Einfallwinkel der Luft bei den Fuhrmannschen Querschnitten mit den korrespondierenden Querschnitten des N. P. L. Man erkennt, daß die Einfallwinkel, bezogen auf die Druckseite des Flügelquerschnittes, bei den N. P. L. Versuchen geringer sind, als die von mir eingezeichneten Einfallwinkel bei den Versuchen Fuhrmanns der relativen Geschwindigkeit der Luft in unendlicher Entfernung vor der Schraube entsprechend. Wie uns unsere früheren Betrachtungen gelehrt haben, ist tatsächlich nicht der Einfallwinkel $b a c$, sondern vielmehr der Einfallwinkel $b a g$ (Fig. 8) als Einfallwinkel der eintretenden Luft anzusehen.

¹⁾ Experiments on Models of Aeroplane Wings. L. Baird & B. Melville Jones. Technical Report of the advisory committee for Aeronautics 1911/12.

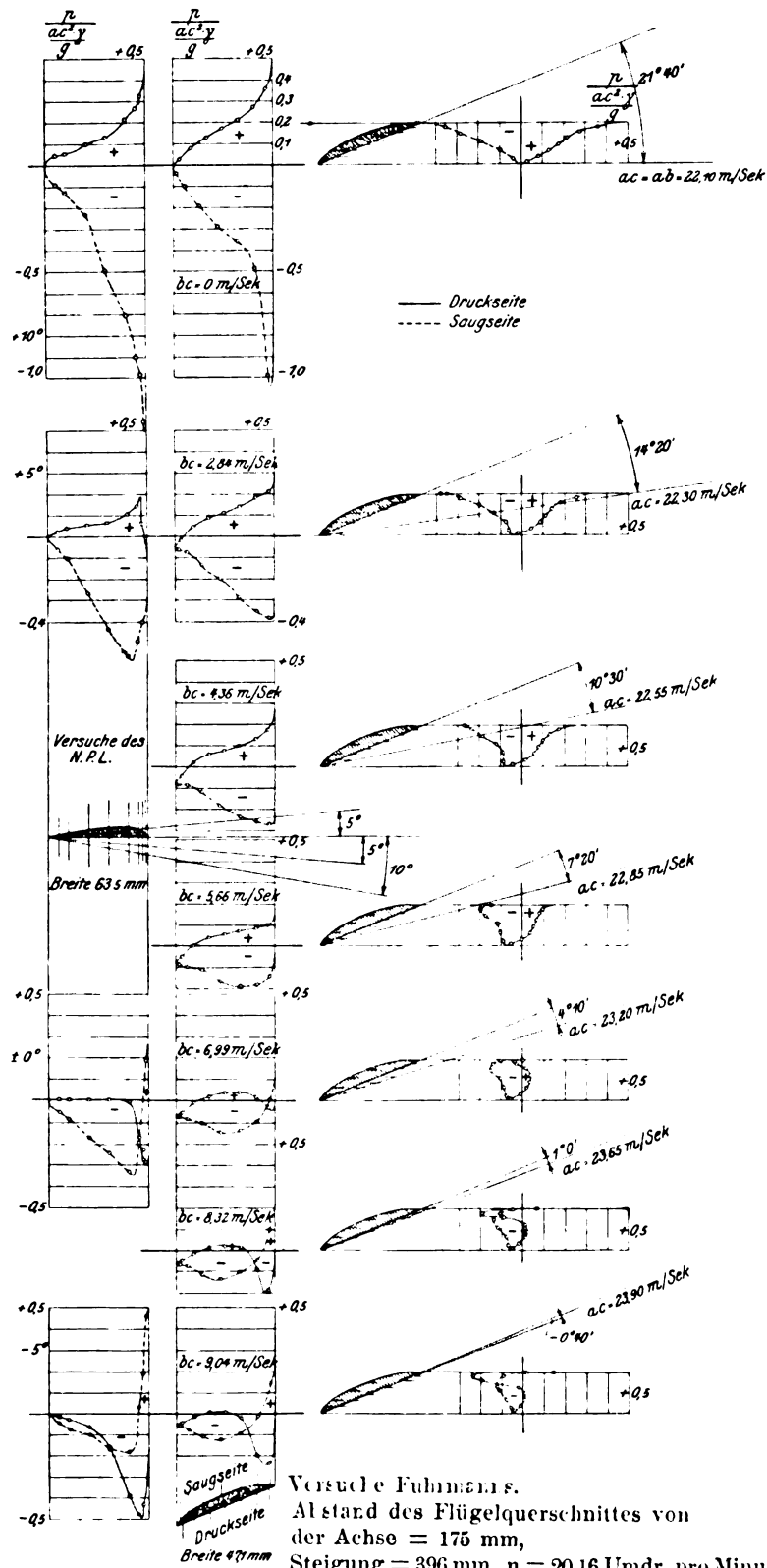


Fig. 18.

Der Vergleich der Versuche Fuhrmanns mit den Versuchen des N. P. L. ergibt also, daß die Luft tatsächlich auch bei schmalen Luftpropellern bereits vor der Schraube eine Geschwindigkeit besitzt, welche der Austrittsgeschwindigkeit völlig oder doch nahe gleichkommt.

Die Messungen Fuhrmanns gewinnen besondere Bedeutung dadurch, daß es durch dieselben möglich ist, in die Strömungsverhältnisse der Flüssigkeit in unmittelbarer Nähe des Flügelblattes, welche bislang der direkten Beobachtung nicht zugänglich gemacht werden konnten, einen sicheren Einblick zu gewinnen, und zwar auf Grund der folgenden Überlegung. Der in irgend einem Punkt der allseits unbegrenzten Flüssigkeit herrschende statische Druck ist konstant. Werden in einer solchen unbegrenzten Flüssigkeit in einer, durch irgend eine äußere Ursache hervorgerufenen Strömung Druckunterschiede gegenüber der umgebenden Flüssigkeit nachgewiesen, so müssen diesen Druckunterschieden Ablenkungen der Strömung an den betreffenden Stellen entsprechen, und zwar in der Weise, daß an denjenigen Stellen, an welchen Unterdruck gemessen wird, eine Zuströmung der Flüssigkeit nach dem Unterdruckraum hin stattfindet, — die Strömung wendet ihre konkave Seite dem Meßpunkt zu —, an denjenigen Stellen, an welchen höherer Druck gemessen wird, eine Wegströmung vorhanden ist — die Strömung wendet ihre konvexe Seite dem Meßpunkt zu —. An denjenigen Stellen, an welchen kein Druckunterschied gemessen wird, tritt eine Richtungsänderung des Stromes nicht ein. Der Krümmungsradius der Strömung ist um kleiner, je größer der gemessene Über- bzw. Unterdruck ist. Zeichnen wir dementsprechend den Strömungsverlauf nach den Fuhrmannschen Messungen auf, so erhalten wir Strömungsbilder etwa nach Fig. 19. Es sind insbesondere zwei wichtige Ergebnisse, welche sich aus diesen Strömungsbildern entnehmen lassen.

Bei der von Fuhrmann gewählten Flügelquerschnittform entsteht auf der Saugeseite des Flügelblattes an der Eintrittskante ein Druck, solange die Differenz der Zuströmgeschwindigkeit gegenüber der Fortschrittgeschwindigkeit, die Slipgeschwindigkeit, gering ist. Zugleich entsteht durch die entsprechende Ablenkung der Wasserfäden an der Eintrittskante der Druckseite ein Unterdruck. Die Saugkraft auf der Flügeldruckseite und die Druckkraft auf der Flügel-saugeseite ergeben sonach Kräfte, welche der beabsichtigten Kraftrichtung entgegen gerichtet sind, also bei der Konstruktion des Flügelquerschnittes vermieden werden sollten und sich leicht dadurch vermeiden lassen, daß man die Eintrittskante des Flügelquerschnittes durch Hochziehen der Druckfläche an der Eintritts-

kante so formt, daß bei allen in Betracht kommenden Geschwindigkeiten, die Drucklinie auf der Flügeldruckseite des Flügelquerschnittes einmündet, wie dies bei größerer Differenz der Zuströmgeschwindigkeit gegenüber der Fortschrittsgeschwindigkeit auch bei dem Fuhrmannschen Querschnitt der Fall ist.

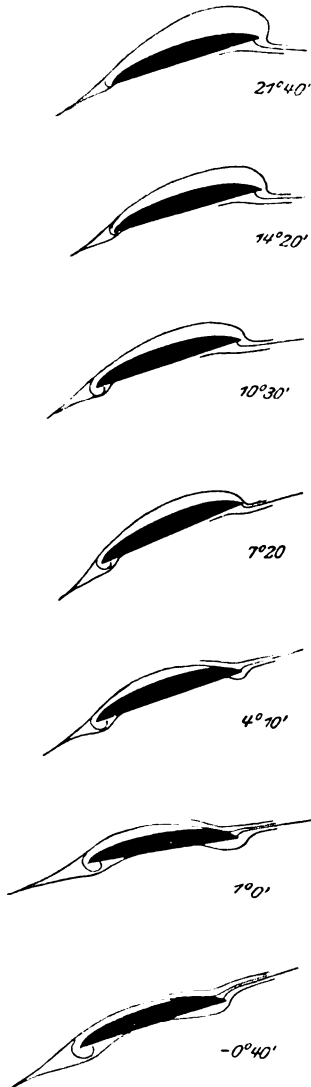


Fig. 19.

Weiter erkennt man, daß infolge des stumpfen Zuschärfungswinkels an der Austrittskante ein Unterdruck entsteht, verbunden mit einem aus der Geschwindigkeitsdifferenz der sich vereinigenden Flüssigkeitsströme der Saug- und Druckseite sich bildenden Wirbel, welcher eine Ablenkung der auf der Druckseite entlangströmenden Flüssigkeit und die Erzeugung eines Unterdruckes an der Austrittskante der Flügeldruckseite bedingt. Durch entsprechende Zuschärfung der Flügelaustrittskante würde es leicht gewesen sein, diesen Arbeitsverlust zu beheben.

12. Die Arbeitsverluste im Schraubenelement.

Die das Schraubenelement durchströmende Flüssigkeit erleidet einen Arbeitsverlust, welcher entsprechend unserer Grundgleichung 6 für das Flügelelement ausgedrückt werden kann durch

$$2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot \frac{ef \cdot r}{g} \cdot \frac{ac^2 - ac'^2}{2}.$$

Dieser Arbeitsverlust setzt sich zusammen aus:

- dem Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung;
- dem Arbeitsverlust infolge Umlenkung des Flüssigkeitsstrahles;
- dem Arbeitsverlust infolge Geschwindigkeitsänderung des Flüssigkeitsstrahles.

Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung.

Die Oberflächenreibung können wir bei den beim Schraubetrieb in Frage kommenden Geschwindigkeiten mit aller Genauigkeit als von der Fläche, dem Quadrat der relativen Geschwindigkeit v und dem Gewicht der Flüssigkeit pro

Raumeinheit abhängig ansehen, so daß der Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung sich ermitteln läßt aus

$$dW = \varrho \cdot \frac{dO \cdot \gamma}{g} \cdot v^2; \quad \text{Gleich. 20}$$

hierin ist W der Widerstand der Oberflächenreibung, dO die Oberfläche des Elementes, v die relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit gegenüber dO , γ das Gewicht der Flüssigkeit pro Raumeinheit und ϱ ein von dem Rauigkeitsgrad der Oberfläche und dem Reibungsweg abhängiger Wert. Über die Größe und die Abhängigkeit von ϱ vom Reibungsweg geben die Versuche von W. Froude, welche derselbe an Planken von verschiedener Länge und verschiedener Oberflächenbeschaffenheit ausgeführt hat, Aufschluß. Aus diesen Versuchen läßt sich der unbenannte Verhältnisswert $\varrho = \frac{W \cdot g}{O \cdot \gamma \cdot v^2}$ bestimmen ¹⁾.

In Tabelle I und in Fig. 20 ist derselbe wiedergegeben einmal für eine geschliffene und lackierte Holzplanke und zweitens für eine durch Aufkleben von

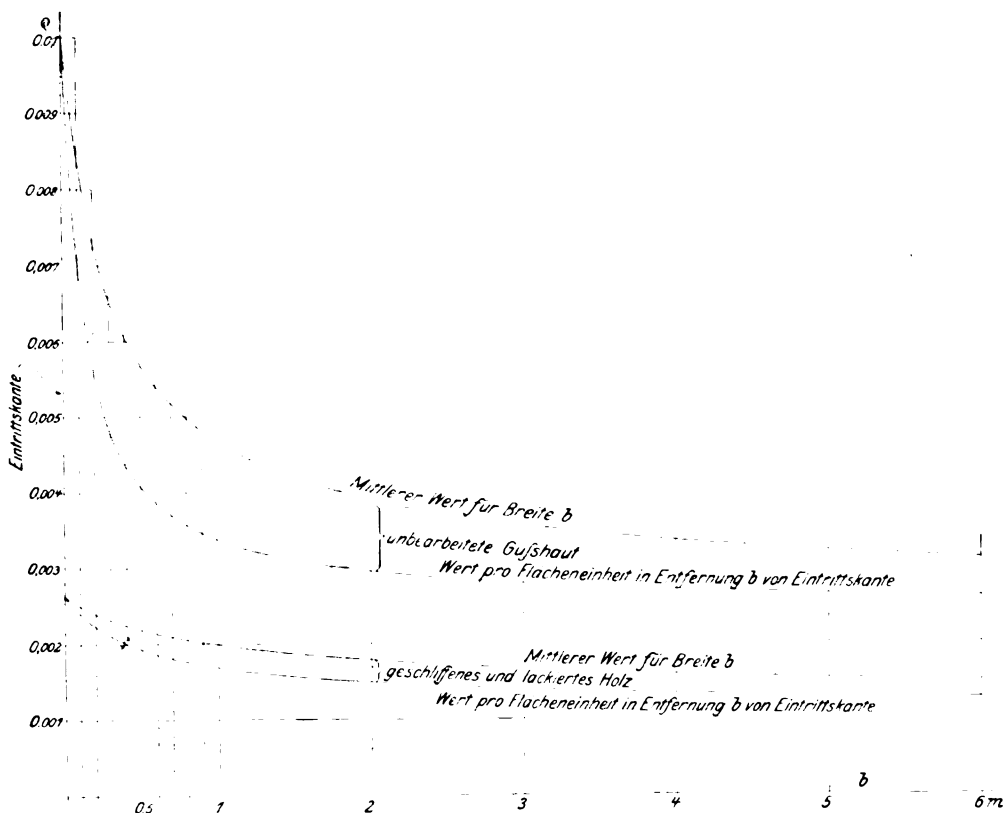


Fig. 20.

¹⁾ Vergl. des Verfassers „Das Problem der Oberflächenreibung“ Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1912.

Tabelle I.

b in Metern	$e = \frac{W}{O} \frac{g}{\gamma V^2}$ (unbenannt)			
	In der Entfernung b_m von der Eintrittskante		Mittlerer Wert für eine Fläche von der Breite b_m	
	Geschliffenes Holz mit Lackanstrich	Unbearbeitete Gußhaut	Geschliffenes Holz mit Lackanstrich	Unbearbeitete Gußhaut
0	0,00263	0,00995	0,00263	0,00995
0,1	239	700	249	840
0,2	223	554	240	726
0,3	210	480	231	654
0,4	200	436	225	605
0,5	192	408	219	567
0,6	186	387	214	539
0,7	180	371	209	516
0,8	175	357	205	497
0,9	172	346	202	481
1,0	168	337	199	467
1,1	165	330	196	454
1,2	162	323	193	444
1,3	160	318	191	434
1,4	158	313	189	426
1,5	156	309	187	418
1,6	154	306	185	412
1,7	152	303	183	405
1,8	150	300	181	399
1,9	148	297	179	394
2,0	147	295	178	389
3,0	138	278	166	354
4,0	133	269	158	334
5,0	130	264	153	320
6,0	127	260	149	311

grobem Sand künstlich gerauhte Oberfläche; und zwar sind die Werte aufgetragen einmal als Durchschnittsreibungswerte für eine bestimmte Brettlänge b , von der Eintrittskante ab gemessen, und zweitens als Reibungswerte der Flächeneinheit in dem Abstand b von der Eintrittskante der Reibungsfläche. Die beiden gewählten Rauigkeitsgrade dürften die äußersten Grenzen der für Schraubenpropeller, Wasserturbinen, Zentrifugalpumpen und ähnliche Maschinen in Frage kommenden Werte darstellen, und zwar der untere Wert für geschliffene und lackierte Holzflächen, der obere Wert für rohgegossene und nur oberflächlich geglättete Flächen. Aus den Kurven der Fig. 20 erkennt man, daß der Reibungswert mit der Brettlänge außerordentlich rasch abnimmt, daß also schmale Propeller

relativ größere Reibungsverluste erleiden, als breite Propeller. Aus diesen Tatsachen folgt, daß Modellpropeller unter der Voraussetzung gleicher Oberflächenrauigkeit mit geringerem Wirkungsgrad arbeiten müssen, als Propeller, deren Größe ein Mehrfaches des Modellpropellers ist. Daß dem tatsächlich so ist, zum Beweise dafür, können die Resultate herangezogen werden, welche von dem N. P. L. mit einem Modellpropeller von zwei Fuß Durchmesser im Vergleich mit dem entsprechenden, geometrisch ähnlichen Propeller von 15 Fuß Durchmesser auf der Vickersschen Versuchsanlage in Barrow erzielt wurden. Bei diesen Versuchen ergab der Modellpropeller einen Wirkungsgrad von 61,9 % gegenüber 64 % Wirkungsgrad des Propellers in natürlicher Größe bei korrespondierenden Geschwindigkeiten. Wenn auch beide Versuchsanlagen in ihren numerischen Resultaten nicht als absolut zuverlässig angesehen werden können, insofern, als beide Anlagen mit Rundlaufapparaten arbeiteten, deren Angaben, selbst wenn die Armlängen den Modellverhältnissen genau entsprechen, mit Rücksicht auf die Störung der Strömung durch den Rundlaufapparat selbst und ferner mit Rücksicht auf die Verschiedenheit der Fortschrittsgeschwindigkeit des äußeren und inneren Flügelspitzenweges nur mit Vorsicht benutzbar sind, so beweisen die Resultate doch, daß der Einfluß der Oberflächenreibung in dem behaupteten Sinne vorhanden ist ¹⁾.

Um einen Einblick in den Einfluß der Reibung auf den Verlust zu gewinnen, kann die folgende einfache Überlegung dienen.

Bezeichnet b die Breite des Schraubenelementes und z die Anzahl der Flügel, so ist die Reibungsfläche $dO = 2 \cdot b \cdot z \cdot dr$. Bezeichnen wir ferner das Verhältnis der Steigungsgeschwindigkeit Hn zur Umfangsgeschwindigkeit $2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ mit $\tan \varphi$ und wählen wir den für die Reibungsarbeit ungünstigsten Fall — die Fortschrittsgeschwindigkeit der Steigungsgeschwindigkeit gleich —, so ist die relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit längs des Flügelelementes $= \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi}$, sonach die Reibungsarbeit pro Sekunde =

$$2 \cdot b \cdot z \cdot dr \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \varrho \cdot \left(\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi} \right)^3.$$

¹⁾ Experiments on the thrust & efficiency of model propellers with a note as to a comparison with tests of a full sized propeller. L. Bairstow, F. H. Bramwell & W. E. C. Sillick. Technical Report of the advisory committee for Aeronautics 1910—1911.

Diese Reibungsarbeit bedingt eine Verringerung der Geschwindigkeit $\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi}$ um $\xi \cdot \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi}$, welche sich ermittelt aus

$$\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot H \cdot n \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\left(\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi}\right)^2 - \left((1 - \xi) \cdot \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi}\right)^2}{2}$$

$$= 2 \cdot b \cdot z \cdot dr \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \varrho \cdot \left(\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{\cos \varphi}\right)^3.$$

Wählen wir beispielsweise, etwa als die äußersten bei Turbinenschrauben vorkommenden Verhältnisse an der Flügelspitze

$$\frac{b \cdot z}{2 \cdot r \cdot \pi} = 0,8 \quad \text{und} \quad \frac{H \cdot n}{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n} = \frac{0,8}{\pi} = 0,255 = \tan \varphi,$$

sonach $\cos \varphi = 0,969$ und $\varrho = 0,006$, so folgt

$$\xi = 0,03885,$$

d. h. die relative Geschwindigkeit nimmt infolge der Oberflächenreibung um 3,88 % ab. Um den gleichen Betrag nimmt die Arbeitsfähigkeit der sekundlich durch die Schraube strömenden Flüssigkeit ab (bezogen auf die relative Geschwindigkeit).

Der durch Oberflächenreibung bedingte Arbeitsverlust der ganzen Schraube beträgt nur einen Bruchteil des für die Flügelspitzen ermittelten Prozentsatzes, und wir können hieraus folgern, daß der Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung bei normalen Slipwerten geringer ist, als man im allgemeinen voraussetzt.

Arbeitsverlust infolge Umlenkung des Flüssigkeitsstrahles.

Wird eine Flüssigkeit von der Richtung und Geschwindigkeit ac auf irgend eine Weise in die Richtung und Geschwindigkeit ae übergeführt (Fig. 21), so ist hierzu eine Kraft erforderlich, welche man nach Größe und Richtung findet als das Produkt der sekundlichen Masse mit derjenigen Geschwindigkeit, welche man der ursprünglichen Geschwindigkeit ac hinzufügen muß, um die neue Geschwindigkeit ae zu erhalten. Erfolgt die Umlenkung plötzlich, also stoßweise, z. B. durch Ablenkung des Strahles an einer ebenen Fläche, so geht die Arbeit, welche zur Erzeugung der zusätzlichen Geschwindigkeit ec aufzubringen wäre, verloren. Diese Verlustarbeit muß aus der Arbeitsfähigkeit von ac bestritten werden und es

ergibt sich sonach, daß die Geschwindigkeit des abgelenkten Strahles geringer ist, als die ursprüngliche Geschwindigkeit ac , und zwar gilt die Beziehung, daß

$$\frac{ac^2}{2g} = \frac{ec^2}{2g} + \frac{ae^2}{2g},$$

das heißt also: wenn der Arbeitsverlust durch plötzliche Ablenkung erfolgt, steht ec senkrecht auf ae .

Erfolgt die Umlenkung allmählich, etwa durch stoßfreie Führung längs einer Schaufel, deren Krümmungsradius R ist, und nehmen wir an, daß bei der Umlenkung ein Verlust nicht eintritt, so ist die Austrittsgeschwindigkeit ae' gleich der Eintrittsgeschwindigkeit ac . Die zur Umlenkung erforderliche Kraft findet sich wie vorher als Produkt der sekundlich durchströmenden Flüssigkeitsmenge mit der Ergänzungsgeschwindigkeit ce' und ist nach Größe und Richtung gleich der Summe der in der Schaufel aa' wirkenden Zentrifugalkräfte, wie die folgende Betrachtung zeigt. Die in der [Zeit dt durch die Einheit des Strahlquerschnittes fließende Flüssigkeitsmenge ist gleich $ac \cdot dt$, der Druck in Richtung ce' ist sonach gleich

$$\frac{ac \cdot dt \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{ce'}{dt}$$

und da $ac = \omega^2 R$, $ce' = ac \cdot \alpha$ und $aa' = R \alpha$

$$\text{folgt } \frac{ac \cdot \gamma \cdot ce'}{g} = \frac{\omega^2 \cdot R \cdot \gamma}{g} \cdot aa'.$$

Diese Kraft ist die Zentrifugalkraft der im Einheitsquerschnitt des Bogens aa' befindlichen Flüssigkeitsmasse, in Übereinstimmung mit unserer obigen Behauptung.

Beide besprochenen Ablenkungsmöglichkeiten stellen Grenzfälle dar, von welchen keiner vollkommen erreicht wird. Denn einerseits treten auch bei allmählicher Ablenkung, infolge der durch den verschiedenen Abstand vom Krümmungsmittelpunkt bedingten Geschwindigkeitsdifferenzen in der Flüssigkeit Umlenkungsversuche auf, und andererseits ist eine plötzliche Umlenkung in dem

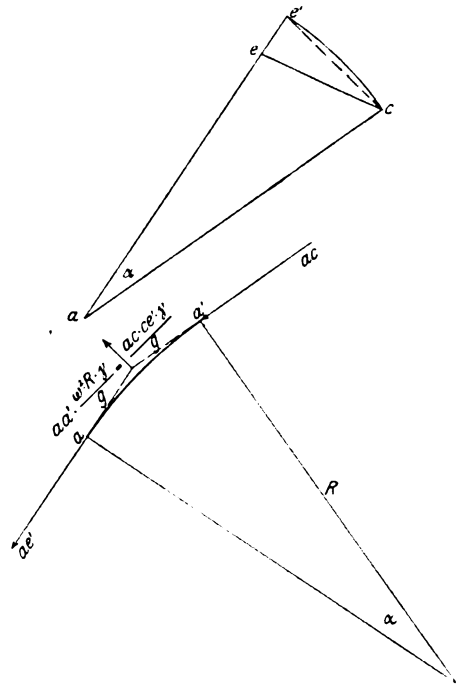


Fig. 21.

Sinne unserer obigen Darstellung bei einem Flüssigkeitsstrahl von endlichen Abmessungen überhaupt nicht möglich, da alle Stromfäden eine mehr oder weniger allmähliche Umlenkung erfahren. Man wird also den Umlenkungsverlust auszudrücken haben als einen Bruchteil der Größe $\frac{v^2}{2g}$. Eine zahlenmäßige Ermittlung der Größe dieses Bruchteils durch die Rechnung erscheint zurzeit ausgeschlossen und nur im einzelnen Falle durch den Versuch möglich.

Arbeitsverlust infolge Geschwindigkeits- änderung des Flüssigkeitsstrahles.

Wie bei der Betrachtung der Fig. 8 auseinandergesetzt, nimmt die Flüssigkeit in der Schraube eine, der Verengung des Querschnittes durch die materielle Flügelstärke entsprechende erhöhte Geschwindigkeit an. In dem engsten Querschnitt AA beträgt die Geschwindigkeit ag' gegenüber der Geschwindigkeit ae im Austrittsquerschnitt. Die Flüssigkeit erfährt sonach vom Eintritt an auf der Strecke 1 bis 4 eine Beschleunigung, von 4 bis zum Austritt 9 eine Verzögerung. Der Verringerung der Geschwindigkeit entspricht ein Arbeitsverlust, welcher im äußersten Falle pro Gewichtseinheit der durchfließenden Flüssigkeitsmasse gleich

$$\frac{(ag' - ae)^2}{2g}$$

ist. Dieser Verlust tritt in vollem Maße allerdings nur dann ein, wenn die Erweiterung der Querschnitte von 4 bis 9 eine plötzliche ist, wie dies z. B. bei den schmalen Flügeln von Luftpropellern mit außerordentlich großen Dickenverhältnissen der Fall ist. Ist die Gestalt der Flügelquerschnitte derartig, daß eine allmähliche düsenförmige Erweiterung des engsten Querschnittes auf den Austrittsquerschnitt stattfindet, so tritt nur ein Bruchteil dieses Verlustes auf, ohne daß es aber bis heute möglich ist, rechnerisch bestimmte Angaben über die Größe dieses Bruchteiles zu machen; auch hier kann nur der Versuch im besonderen Falle maßgebende Unterlagen liefern.

Von Interesse ist es, die im äußersten Falle auftretende Größe der Einzelverluste miteinander zu vergleichen.

Oben hatten wir in unserem Beispiel die Geschwindigkeitseinbuße der durch die Schraube tretenden Flüssigkeit infolge der Oberflächenreibung im äußersten Falle etwa mit 0,03885 der relativen Eintrittsgeschwindigkeit kennen gelernt.

Der entsprechende Arbeitsverlust ist gleichwertig einem Arbeitsverlust durch Ablenkung, welcher sich berechnet aus

$$0,03885 v^2 = \frac{e'c^2}{2}$$

oder

$$e'c = 0,279 v,$$

d. h. der Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung entspricht in diesem Beispiel einem Arbeitsverlust durch Strahlablenkung um etwa 16 Grad.

Der gleichwertige Arbeitsverlust durch Geschwindigkeitsänderung berechnet sich aus

$$0,03835 v^2 = \frac{(v(1 + \zeta) - v)^2}{2},$$

wo ζ das Verhältnis der Flügelstärke in Richtung AA gemessen zu dem engsten Durchgangsquerschnitt AA ist.

Hieraus ermittelt sich $\zeta = 0,03885$, d. h. der Verlust durch Geschwindigkeitsänderung kommt bereits bei einem Verhältnis der Blattdicke zum lichten Durchgang von 0,03885 dem Betrag des durch Oberflächenreibung bedingten Verlustes gleich. Dieses Verhältnis dürfte aber bei allen ausgeführten Schrauben in allen Querschnitten weit überschritten werden, so daß der Verlust durch Geschwindigkeitsänderung in der Schraube — der Düsenverlust — wohl als der wichtigste Arbeitsverlust anzusehen ist, zumal wenn man bedenkt, daß infolge der Strahlablenkung an der Eintrittskante tatsächlich eine höhere Kontraktion und damit ein höherer Arbeitsverlust eintritt, als nach den geometrisch ermittelten Querschnitten zu erwarten ist.

Wir dürfen hiernach die in der Schraube auftretenden Arbeitsverluste ihrer Bedeutung nach, wie folgt, ordnen:

- Arbeitsverlust durch Geschwindigkeitsänderung und Kontraktion,
- Arbeitsverlust durch Umlenkung,
- Arbeitsverlust durch Oberflächenreibung.

Wenn auch die numerische Bestimmung dieser Arbeitsverluste in der Schraube, wie klargelegt, mit Ausnahme der Oberflächenreibung, rechnerisch mit Sicherheit nicht durchzuführen ist, so ist doch die Kenntnis der die Verluste bedingenden Faktoren für die Konstruktion geeigneter Flügelschnitte nicht zu umgehen.

13. Der Einfluß der Verluste in der Schraube auf Schub und Drehmoment. Ersatz des Flügелеlementes durch eine unendlich dünne reibungslose Fläche. Die in der Schraube auftretenden Verluste bedingen eine Verringerung der relativen Geschwindigkeit ac auf die relative Geschwindigkeit ae . Tragen wir in Fig. 22 von a auf ae die Geschwindigkeit $ac = ae'$ ab, so kann die Geschwindigkeits-

abnahme $c'e$ aufgefaßt werden als bedingt durch den Arbeitsverlust infolge der Umlenkung des Strahles, durch die Oberflächenreibung und den Arbeitsverlust der Geschwindigkeitsänderung in der Düse.

Ist die Richtung des austretenden Schraubenstrahles ad bekannt, so finden wir den zur Bestimmung der Schubkraft erforderlichen Wert ae des Elementes, indem wir von a auf ad die Strecke $ae' = ac$ und von e' rückwärts die Geschwindigkeitsabnahme $c'e$ abtragen. Führt man diese Konstruktion für

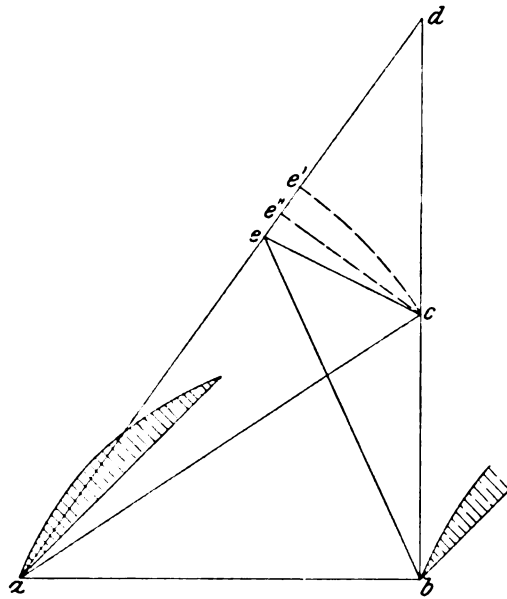


Fig. 22.

verschiedene Fortschrittsgeschwindigkeiten bc aus, so erkennt man, daß es, infolge der inneren Widerstände der Schraube, eine Fortschrittsgeschwindigkeit geben muß, kleiner als die dem Steigungswinkel des austretenden Strahles entsprechende Steigungsgeschwindigkeit bd (Fig. 23), bei welcher eine Schubkraft in der Schraube überhaupt nicht auftritt, wohl aber ein Drehmoment. Dieser Fall tritt dann ein, wenn die Resultante ec parallel zu ab wird. Das Drehmoment des Schraubenelementes beträgt alsdann

$$2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot cb \cdot ce.$$

(5 - 0)

Ferner erkennt man, daß es eine Fortschrittsgeschwindigkeit bc geben muß, welche größer als die Geschwindigkeit bd ist, bei welcher ein Drehmoment in dem Schraubenelement nicht auftritt, dagegen

eine negative Schubkraft d. h. eine achsiale Widerstandskraft. Dieser Fall tritt auf, wenn die Resultante ce'' in Richtung cb fällt; e fällt in diesem Falle mit d zusammen. Die Größe der negativen Schubkraft beträgt für das Schraubenelement

$$2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot cb \cdot ce. \\ (M = 0)$$

Wir werden weiter unten erkennen (Abschn. 17), daß die für die Kraftwirkung des Schraubenelementes maßgebende Größe bd , welche den Steigungswinkel des austretenden Strahles bad charakterisiert, sich experimentell auf Grund der hier abgeleiteten Beziehungen unschwer feststellen läßt. Wenn man also überhaupt neben der geometrischen Steigung H eine aus den Kraftwirkungen der Schraube

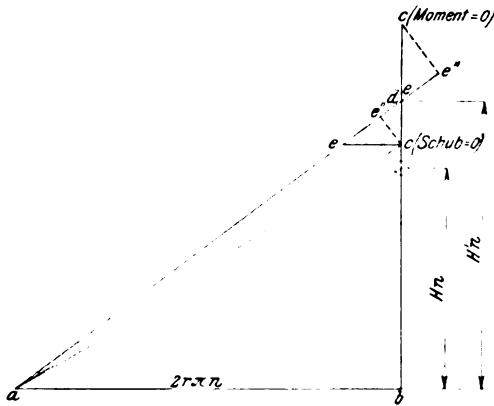


Fig. 23.

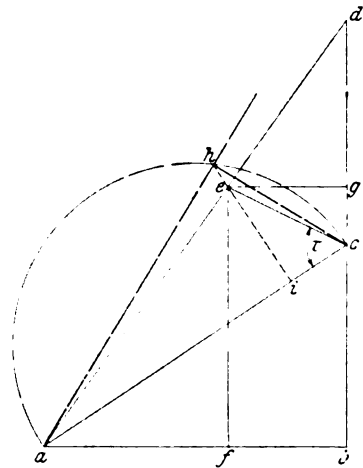


Fig. 24.

abgeleitete Steigung H' einführen will, so kann es nur die in Fig. 23 charakterisierte Steigung bd sein. Der von England aus eingeführten Ersatzsteigung ac für $S=0$ kommt keinerlei Bedeutung zu.

Ein unendlich dünnes absolut glattes Blatt besitzt weder Reibungs- noch von Geschwindigkeitsänderungen herrührende Verluste, sondern lediglich Ablenkungsverluste. Man kann nun ein materielles Flügелеlement ersetzen durch ein absolut glattes unendlich dünnes Blattelement, dessen Steigungswinkel sich in der folgenden Weise ermittelt (Fig. 24). Beschreibt man über ac einen Halbkreis und fällt von e ein Lot auf ac und verlängert dieses Lot bis zum Schnitt mit dem Halbkreis in h , so ist ah die Steigung des gesuchten unendlich dünnen, absolut glatten Ersatzelementes. Der Beweis ergibt sich durch die folgende Beziehung.

Nach Gleichung 7 ist

$$fb \cdot ab = gc \cdot cb + \frac{ec^2}{2} + \frac{ac^2 - ae^2}{2}$$

$$\text{und da} \quad ac^2 - ae^2 = 2 \cdot ec \cdot ac \cdot \cos \tau - ec^2$$

$$ec \cdot \cos \tau = ic$$

$$ic \cdot ac = hc^2,$$

$$\text{folgt} \quad fb \cdot ab = gc \cdot cb + \frac{hc^2}{2} + \frac{hc^2}{2} = gc \cdot cb + \frac{hc^2}{2} + \frac{ac^2 - ah^2}{2}.$$

Liegt e innerhalb des Halbkreises, so ist der Ersatzsteigungswinkel größer als der Steigungswinkel des austretenden Flüssigkeitsstrahles des materiellen Blattelementes. Liegt e außerhalb des Halbkreises ac , so ist die Ersatzsteigung kleiner als die Steigung des austretenden Flüssigkeitsstrahles des materiellen Blattelementes.

14. Die Form der Flügelquerschnitte. Aus den bisherigen Überlegungen ergibt sich die Form der Flügelquerschnitte wie folgt. (Fig. 25.) Ist die Umfangsgeschwindigkeit des Elementes ab und die achsiale Austrittsgeschwindigkeit bg bekannt, so folgt aus der durch Festigkeitsrückichten bestimmten Flügelschnittstärke die maximale Durchflußgeschwindigkeit bg' . Die Sauge- und Druckseite des Flügels ist nunmehr so zu konstruieren, daß die Tangenten in A_{Dr} und A_S parallel ag' sind. Die Form der eintretenden Hälfte der Saugeseite $A_S C$ ist so zu wählen, daß bei keiner der vorkommenden Geschwindigkeiten ein Druck auf der Saugeseite des Flügelblattes auftreten kann. Dieser Bedingung ist unter allen Umständen dann Genüge geleistet, wenn der Steigungswinkel der eintretenden Hälfte der Saugeseite $A_S C$ parallel ag ausgeführt wird (Fig. 25, I). Im allgemeinen dürfte aber ein wesentlich geringerer Steigungswinkel genügen (Fig. 25, II), da die von der Druckseite ausgehende Wirkung die Strömung an der Eintrittskante der Saugeseite wesentlich beeinflußt und den Strahl von der eintretenden Kante der Saugeseite abdrängt. Die Druckseite des Flügelschnittes $A_{Dr} C$ ist so weit hochzuziehen, daß bei allen vorkommenden Geschwindigkeitsverhältnissen Druck auf der Druckseite des Flügelquerschnittes erhalten bleibt. Der Verlauf der Saugeseite $A_S B$ und der Druckseite $A_{Dr} B$ ist so zu wählen, daß eine möglichst gleichmäßige Gestaltung der Düse erfolgt. Insbesondere für hohe Fortschrittsgeschwindigkeiten ist es erforderlich, den Zuschärfungswinkel der Austrittskante $A_S B A_{Dr}$ so gering wie irgend möglich zu halten, um die Bildung von Hohlräumen an der Austrittskante zu vermeiden.

Während also ein Flügelschnitt nach I (Fig. 25) für geringere Schiffsgeschwindigkeiten und für Querschnitte nahe der Nabe in Frage kommt, dürften für hohe Schiffs- und Blattgeschwindigkeiten Flügelschnitte nach II (Fig. 25) wünschenswert erscheinen.

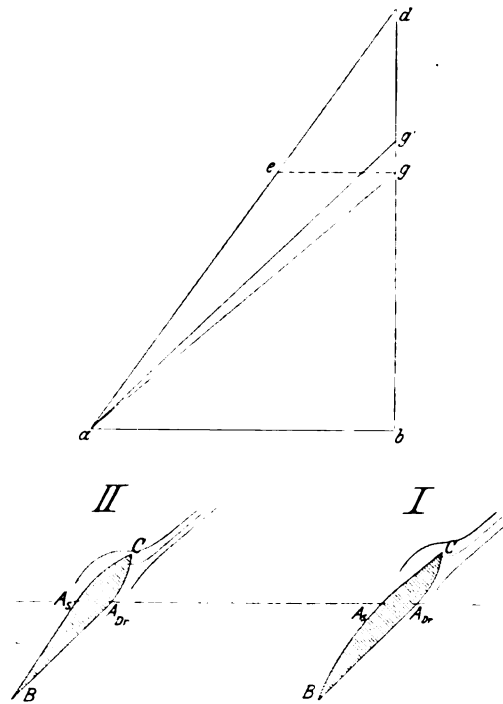


Fig. 25.

Der Schraubenpropeller als Ganzes.

15. Unterschied zwischen der Wirkung des Schraubenelementes und der Wirkung der Schraube als Ganzes. Alle bisherigen Betrachtungen hatten sich lediglich nach den Voraussetzungen des Abschnittes 1 auf ein einzelnes Zylinderringelement bezogen.

Gehen wir von dem Einzelement zur Schraube als Ganzes über, so wird zunächst zu untersuchen sein, inwieweit die Wirkung der ganzen Schraube als die Summe der Wirkungen der einzelnen Elemente aufgefaßt werden kann. Wenn auch zweifellos die Schraubenwirkung in der Hauptsache sich in dieser Weise darstellen läßt, so werden doch zwei Ursachen einen gewissen Unterschied der Wirkungsweise bedingen.

Der Durchfluß der Flüssigkeit durch die Schraube erfolgt nicht auf Zylinderflächen, sondern unter einer gegen die Achse geneigten Richtung; denn die von der

Schraube angesaugte Flüssigkeit besitzt, wie wir in den Abschnitten 5 und 6 gesehen haben, eine radiale Geschwindigkeitskomponente, welche infolge der Trägheit der Flüssigkeit erst allmählich durch Umwandlung in Druckenergie verloren geht. Eine zweite Ursache für die radiale Flüssigkeitsbewegung in der Schraube ist in der Gestaltung der Nabe durch die Kontinuitätsbedingung gegeben.

Strömt aber die Flüssigkeit nicht rein achsial durch die Schraube, sondern besitzt die Flüssigkeit noch eine radiale Komponente, so tritt zu den oben betrachteten Kräften als neue Kraft die zweite scheinbare Kraft der Relativbewegung (Coriolis Kraft) hinzu.

Ein zweiter wichtigerer Unterschied zwischen der Wirkung des Einzelelementes und der Wirkung der ganzen Schraube besteht in dem Einfluß der den Schraubenstrahl umschließenden Flüssigkeit. Während wir bei der Betrachtung des Einzelelementes angenommen hatten, daß die das Element umgebende Flüssigkeit auf die Flüssigkeitsmasse des Elementes keinen Einfluß ausübt, wird tatsächlich von der den Schraubenstrahl umgebenden Flüssigkeitsmasse ein starker Einfluß auf den Schraubenstrahl zu erwarten sein. Denn da die in jeder Flüssigkeit vorhandene Schubspannung eine scharfe Trennung zwischen bewegter und ruhender Flüssigkeit nicht gestattet, wird durch den Schraubenstrahl die umgebende Flüssigkeitsmasse in weit größerem Bereich als in dem des oben errechneten Schraubenstrahles in Bewegung gesetzt und umgekehrt wird durch die umgebende Flüssigkeit die Bewegung des Schraubenstrahles insbesondere an Umfang verzögert.

Aber selbst wenn diese beiden Unterschiede der Wirkung der gesamten Schraube gegenüber der Wirkung des einzelnen Schraubenelementes nicht vorhanden wären, würde doch an eine sichere numerische Berechnung einer Schraube aus den einzelnen Flügelementen heraus solange nicht gedacht werden können, als die Ermittlung der Einzelwiderstände der einzelnen Schraubenelemente sich der numerischen Berechnung entzieht. Auf der Summierung der Wirkung der Einzelelemente aufgebaute Berechnungen können nur dazu dienen, das charakteristische Verhalten einer Schraube klarzumachen, nicht aber numerisch Schub und Drehmoment zu bestimmen.

16. Die Bedeutung des Versuches für die Schraubenberechnung. Die einzig zuverlässige Methode der zahlenmäßigen Ermittlung der an einer Schraube angreifenden Kräfte ist der Versuch. Da aber der Versuch an größeren Propellern im allgemeinen schon der Kostenfrage halber sich verbietet, so wird man zu untersuchen haben, ob der Versuch mit einem Modellpropeller Resultate

liefert, welche den Schluß auf einen geometrisch ähnlichen Propeller beliebiger Größe zulassen. Dies wird dann der Fall sein, wenn die im Modellpropeller und im Zu- und Abstrom desselben auftretenden Flüssigkeitsbewegungen den Flüssigkeitsbewegungen des zu vergleichenden Schraubenpropellers geometrisch ähnlich sind.

Nehmen wir an, daß die Schubspannungen in der Flüssigkeit — in der ersten Potenz von v abhängig — gegenüber den Beschleunigungskräften — in der zweiten Potenz von v abhängig — vernachlässigt werden dürfen, so treten ähnliche Strömungsbilder an allen geometrisch ähnlichen Schrauben auf, bei welchen für entsprechende Punkte das Verhältnis der relativen Geschwindigkeit der Flüssigkeit zu der absoluten Geschwindigkeit der Schraube das gleiche ist. Die auftretenden Kräfte verhalten sich dann wie die entsprechenden Flächen, ferner wie die Quadrate der Geschwindigkeiten und die spezifischen Gewichte und umgekehrt wie die Erdbeschleunigungen. Es gilt also für die Schubkräfte S die Beziehung

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{r_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \frac{\gamma_1}{g_1}}{r_2^2 \cdot v_2^2 \cdot \frac{\gamma_2}{g_2}} \quad \text{Gleich. 21}$$

und für die Drehmomente M die Beziehung

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{r_1^3 \cdot v_1^2 \cdot \frac{\gamma_1}{g_1}}{r_2^3 \cdot v_2^2 \cdot \frac{\gamma_2}{g_2}} \quad \text{Gleich. 22}$$

Führen wir als den das Verhältnis der relativen Geschwindigkeit der Flüssigkeit zur absoluten Geschwindigkeit der Schraube charakterisierenden Wert den Slip $s = \frac{H_n - v}{H_n}$ ein, so können wir die obigen Bedingungen auch in der Form ausdrücken, daß für geometrisch ähnliche Schraubenpropeller die Verhältniswerte

$$\frac{S \cdot g}{r^2 \cdot v^2 \cdot \gamma} \text{ bzw. } \frac{M \cdot g}{r^3 \cdot v^2 \cdot \gamma}$$

gleiche Funktionen von s sind.

Man kann diese Ausdrücke in beliebiger Weise umformen, z. B. indem man für r^2 die Fläche des Schraubenkreises $R^2 \pi$, für v die Umfangsgeschwindigkeit

2. $R \cdot \pi \cdot n$ oder aber die Steigungsgeschwindigkeit $H \cdot n$ einführt. Ich halte die letztere Einführung für zweckmäßiger und schreibe sonach

$$\frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^2 \cdot n^2} = f(s) \quad \text{und} \quad \text{Gleich. 23}$$

$$\frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot n \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^3 \cdot n^3} = F(s). \quad \text{Gleich. 24}$$

Die erste dieser Beziehungen nenne ich die Schubcharakteristik und schlage vor, sie mit (S) abzukürzen, die zweite Beziehung nenne ich Drehmomentcharakteristik und schlage vor, sie mit (M) abzukürzen.

Statt den Wert $s = \frac{Hn - v}{Hn}$ als den die relative mit der absoluten Geschwindigkeit verbindenden Ausdruck zu wählen, hätten wir auch den Wert $\frac{Hn}{v}$, oder nach dem Vorgange Prandtls¹⁾ den Wert

$$\lambda = \frac{v}{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n} = \frac{\text{Fortschrittsgeschwindigkeit}}{\text{Umfangsgeschwindigkeit}}$$

wählen können. Mit Rücksicht auf die Anschaulichkeit der Darstellung und den allgemeinen Gebrauch des Wertes s (Slip) im Wasserschiffbau ist die oben gegebene Darstellung gewählt.

Die Richtigkeit der aufgestellten Beziehungen und die Zulässigkeit der Vernachlässigung der Schubspannungen in den technisch in Frage kommenden Grenzen ist einwandfrei durch Versuche bewiesen, am besten wohl durch die systematischen und sorgfältigen Versuche von Gebers²⁾, welche derselbe mit vier geometrisch ähnlichen Propellern von 75, 100, 150 und 300 mm Durchmesser unter Wahrung geometrisch ähnlicher Tauchtiefen in den Slipgrenzen von $s = -0,3$ bis $s = 1,0$ angestellt hat. Bildet man aus den Messungen Gebers die Größen (S) und (M) für verschiedene Slipwerte und trägt die ermittelten (S) und (M) über s als Abszissenachse auf, so fallen, wie man aus der Fig. 26 erkennt, die sämtlichen 120 Einzelversuche, welche den Schub messen, in den Grenzen der Versuchsgenauigkeit in eine einzige Linie zusammen, d. h. also die Schubcharakteristik (S) ist für geometrisch ähnliche Propeller tatsächlich die gleiche Funktion des Slips. Die nach den Geberschen Messungen berechnete Momentencharakteristik (M) zeigt eine geringe, und zwar gesetzmäßige Streuung, über deren Vorhandensein und Natur nur nähere Versuche Auskunft geben können.

¹⁾ Prandtl, Bemerkungen über Dimensionen und Luftwiderstandsformeln. Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1910.

²⁾ Fr. Gebers, Neue Propellerversuche Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910

Auch R. E. Froude und D. W. Taylor haben ähnliche Versuche wie Gebers mit Modellpropellern verschiedener Abmessungen durchgeführt, und auch die Umrechnung ihrer Versuche bestätigt genügend gut das oben ausgesprochene Gesetz. Die Versuche von Gebers sind jedoch den Versuchen Froudes und Taylors insofern überlegen, als diese sämtliche Modellpropeller mit gleicher Tauch-

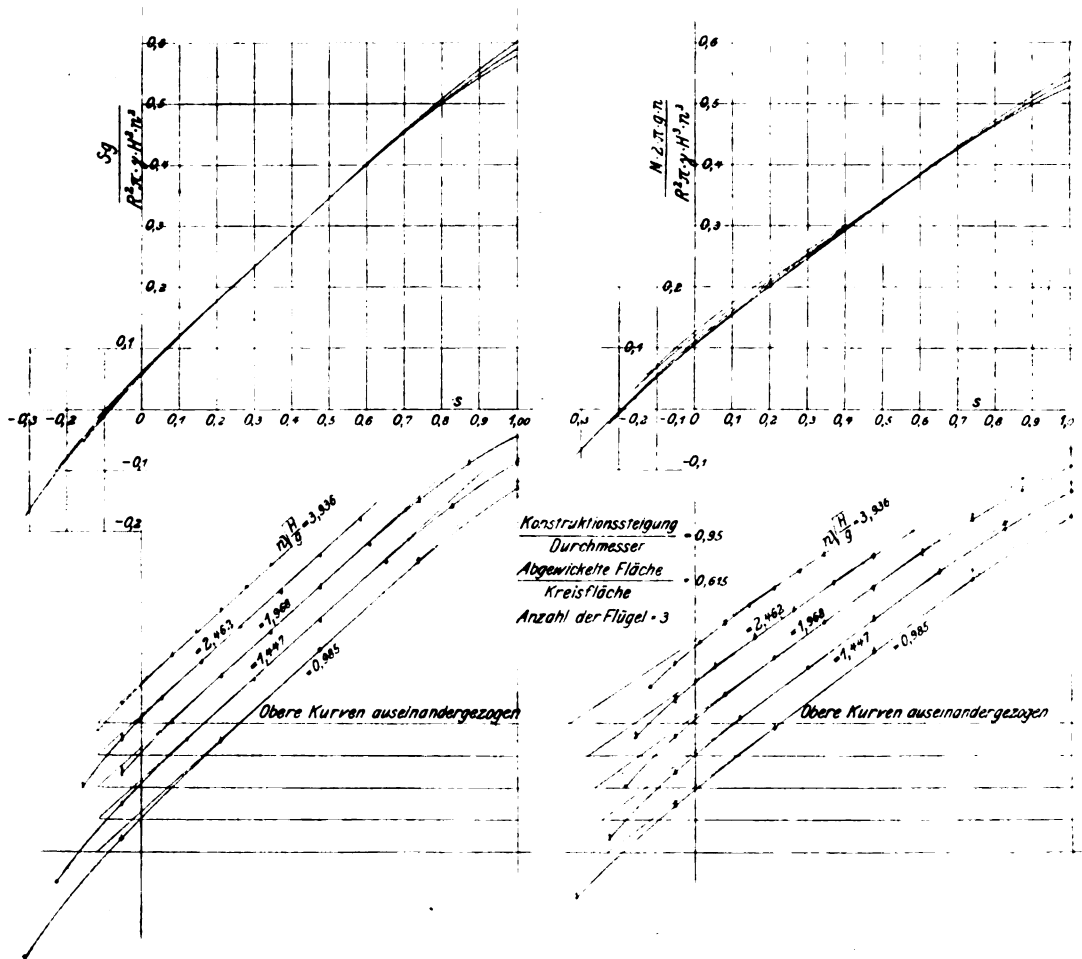


Fig. 26.

tiefe, also nicht unter strenger Wahrung der geometrischen Ähnlichkeit, gemessen haben.

Auf einen weiteren Versuch ist oben schon hingewiesen worden; derselbe betrifft den Vergleich einer Modellluftschraube von zwei Fuß Durchmesser und einer Steigung von 1,5 Fuß im Mittel mit einer $7\frac{1}{2}$ mal so großen geometrisch ähnlichen Vickers-Schraube von 15 Fuß Durchmesser und 11,25 Fuß Steigung. Bei dem gleichen Slip von $s = 0,375$ betrugen die entsprechenden gemessenen Werte

	Umdrehungen pro Sekunde	Schub Lbs.	Leistung absorbiert in PS.
Modellschraube . .	20,55	1,97	0,1115
Vickersschraube . .	7,5	864	130

Mit dem Gewicht der Luft von 0,0762 Lbs. pro Kubikfuß berechnet sich für den Modellpropeller

$$(S) = \frac{1,97 \cdot 32}{\frac{2^2 \pi}{4} \cdot 0,0762 \cdot 1,5^2 \cdot 20,55^2} = 0,277$$

und für den Vickersschen Propeller

$$(S) = \frac{864 \cdot 32}{\frac{15^2 \pi}{4} \cdot 0,0762 \cdot 11,25^2 \cdot 7,5^2} = 0,289,$$

ferner für den Modellpropeller

$$(M) = \frac{0,1115 \cdot 550 \cdot 32}{\frac{2^2 \pi}{4} \cdot 0,0762 \cdot 1,5^3 \cdot 20,55^3} = 0,280$$

und für den Vickersschen Propeller

$$(M) = \frac{130 \cdot 550 \cdot 32}{\frac{15^2 \pi}{4} \cdot 0,0762 \cdot 11,25^3 \cdot 7,5^3} = 0,284.$$

Die Werte stehen in einer — insbesondere unter Berücksichtigung der Versuchsmethode — ausgezeichneten Übereinstimmung. Die numerische Übereinstimmung von (S) und (M) ist zufällig.

Wie man aus den angegebenen Beziehungen erkennt, ist für Schraubenpropeller ein viel weitergehendes Ähnlichkeitsgesetz gültig, als es in dem Gesetz der korrespondierenden Geschwindigkeiten für die Bewegung von Körpern in Flüssigkeit gegeben ist. Das Ähnlichkeitsgesetz für Schraubenpropeller schließt das der korrespondierenden Geschwindigkeiten als Spezialfall in sich.

Der experimentelle Nachweis der Gültigkeit dieses Ähnlichkeitsgesetzes ist daher von fundamentaler Bedeutung.

17. Die Berechnung der Schraube aus dem Versuch. Aus Gleichung 3 ist uns die sekundliche Nutzleistung der Schraube bekannt

$$S \cdot v = \int_0^R 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot \frac{ef \cdot r}{g} \cdot (ef - cb) \cdot cb,$$

aus Gleichung 4 die von der Antriebsmaschine aufzuwendende sekundliche Arbeitsleistung

$$2 \cdot M \cdot \pi \cdot n = \int_0^R 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot \frac{ef \cdot r}{g} \cdot fb \cdot ab.$$

Wie wir wissen, sind für die einzelnen Elemente einer Schraube ef , fb , und ab wechselnde Größen, deren rechnerische Bestimmung zurzeit zuverlässig nicht möglich erscheint.

Um dennoch in der Lage zu sein, die Wirkung der Schraube als Ganzes zu verfolgen, können wir uns die Aufgabestellen, die ef , fb und ab entsprechenden Größen EF , FB und AB aus den Versuchsergebnissen so zu bestimmen, daß mit diesen Werten der Arbeitsleistung des ganzen Propellers Genüge geleistet wird. Um diese Aufgabe durchführen zu können, ist es zunächst erforderlich, alle auftretenden Geschwindigkeiten als Verhältnisswerte einer bestimmten, mit dem Propeller in Zusammenhang stehenden absoluten Geschwindigkeit auszudrücken. Wir wählen als Vergleichswert die geometrische Fortschrittsgeschwindigkeit der Kantensteigung H_n und drücken sämtliche übrigen Geschwindigkeiten im Verhältnis zu dieser Geschwindigkeit aus. Man hätte, wie oben bereits dargelegt, ebenso eine andere absolute Geschwindigkeit wählen können, z. B. die Umfangsgeschwindigkeit. Die Rücksicht auf die Tatsache, daß die im Schiffbau allgemein gebräuchliche Slipgeschwindigkeit die geometrische Steigungsgeschwindigkeit als Vergleichsgeschwindigkeit bereits benutzt, veranlaßt uns jedoch, diese geometrische Steigungsgeschwindigkeit als Vergleichsbasis zu wählen.

Die tatsächliche Steigung des Schraubenstrahles hängt nach unseren Betrachtungen in Abschnitt 2 im wesentlichen von der Konstruktion der austretenden Teile der Flügelblattquerschnitte — der Gestaltung der Düse — ab und kann — genügende Führung des Flüssigkeitsstrahles durch die Flügelquerschnitte vorausgesetzt — in ein bestimmtes Verhältnis zur Konstruktionssteigung gebracht werden, so daß also das Verhältnis $\frac{DB}{H \cdot n} = t$ und der Steigungswinkel φ des

austretenden Strahles für alle Slipverhältnisse als konstant vorausgesetzt werden dürfen.

Wir erhalten dann für die ganze Schraube ein ähnliches Geschwindigkeitsdiagramm wie für das Schraubenelement (Fig. 8), nur mit dem Unterschied, daß die Strecken EF, FB, AB, DB Mittelwerte darstellen (vgl. Fig. 33), derart, daß

$$S.v = \int_0^R 2.r.\pi.dr \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot ef.(ef-cb) = \frac{R^2.\pi.\gamma}{g} \cdot EF.(EF-CB) \quad \text{Gleich. 25.}$$

$$\text{und } 2.M.\pi.n = \int_0^R 2.r.\pi.dr \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot ef.fb.ab = \frac{R^2.\pi.\gamma}{g} \cdot EF.FB.AB. \quad \text{Gleich. 26.}$$

Setzen wir nun die Größen EF usw. in bestimmtes Verhältnis zu Hn, schreiben wir also

$$\begin{aligned} \frac{EF}{H.n} = \frac{GB}{H.n} = q & \quad \frac{CB}{H.n} = 1-s \\ \frac{FB}{H.n} = \frac{EG}{H.n} = r & \quad \frac{DB}{H.n} = t \\ \frac{AB}{H.n} = u \end{aligned}$$

so können wir unsere Arbeitsgleichungen, wie folgt, anschreiben:

Die sekundliche Schubarbeit =

$$S.v = \frac{R^2.\pi.\gamma}{g} \cdot q.H.n.(q-(1-s)).H.n.(1-s).H.n, \quad \text{Gleich. 27.}$$

woraus die Schubcharakteristik sich ergibt

$$(S) = \frac{S.g}{R^2.\pi.\gamma.H^2.n^2} = q.(q-(1-s)). \quad \text{Gleich. 28.}$$

Ferner ist die sekundliche Dreharbeit

$$2.M.\pi.n = \frac{R^2.\pi.\gamma}{g} q.H.n.r.H.n.u.H.n, \quad \text{Gleich. 29.}$$

woraus die Drehmomentcharakteristik sich ergibt

$$(M) = \frac{2.M.\pi.n.g}{R^2.\pi.\gamma.H^3.n^3} = q.r.u \quad \text{Gleich. 30}$$

und mit

$$AB = \frac{BD}{\tan \varphi} \quad \text{oder } u = \frac{t}{\tan \varphi}$$

und

$$EG = \frac{BD-BG}{\tan \varphi} \quad \text{oder } r = \frac{t-q}{\tan \varphi}$$

folgt

$$(M) = q \cdot \frac{(t-q)t}{\tan^2 \varphi} = q.r.u. \quad \text{Gleich. 31}$$

q wie r u müssen nach den Überlegungen des vorhergehenden Abschnittes Funktionen von s sein, und zwar gilt]

nach Gleichung 23 und 28

$$q(q - (1 - s)) = f(s)$$

und nach Gleichung 24 und 30 und 31

$$q \cdot r \cdot u = \frac{q \cdot (t - q) \cdot t}{\operatorname{tg}^2 \varphi} = F(s).$$

Um die Abhängigkeit der Verhältniszahlen q , t und φ von s zu ermitteln, können wir die Schubkraft auch darstellen als die Achsialkomponente der senkrecht zu AD gerichteten Ablenkungskraft und der in Richtung von AD fallenden Oberflächenreibung und des Kontraktions- und Düsenwiderstandes. Die beiden letzteren Widerstände sind abhängig von der relativen Geschwindigkeit AE der Flüssigkeit gegenüber dem Blatt, so daß sich ergibt

$$S = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} \cdot EF \cdot EC \cdot \cos \varphi - C \cdot A E^2 \cdot \sin \varphi$$

$$\text{oder } (S) = q(t - (1 - s)) \cdot \cos^2 \varphi - \frac{C' \cdot q^2}{\sin \varphi} = q \cdot ((t - (1 - s)) \cdot \cos^2 \varphi - \frac{C' \cdot q}{\sin \varphi})$$

Durch Gleichsetzung mit unserer obigen Gleichung 28 $(S) = q(q - (1 - s))$

$$\text{findet sich } q - (1 - s) = (t - (1 - s)) \cdot \cos^2 \varphi - \frac{C' q}{\sin \varphi},$$

$$\text{woraus } q = \frac{(t - (1 - s)) \cdot \cos^2 \varphi + (1 - s)}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}}$$

$$\text{oder } q = \frac{(t - 1) \cdot \cos^2 \varphi + 1}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} - \frac{\sin^2 \varphi}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} \cdot s \quad \text{Gleich. 32}$$

$$\text{oder } q = A - B \cdot s, \quad \text{Gleich. 33}$$

$$\begin{aligned} \text{woraus } (S) &= (A - B \cdot s)(A - B \cdot s - 1 + s) \\ &= (A - B \cdot s) \cdot ((A - 1) + (1 - B) \cdot s) \end{aligned} \quad \text{Gleich. 34}$$

Der Wert C' ermittelt sich aus

$$C' = 2 \varrho \cdot \frac{F_a}{F_d \cdot \sin \varphi} + \zeta.$$

wenn ϱ der Reibungskoeffizient und ζ das Verhältnis der Flügelstärke zum kontrahierten Querschnitt ist.

Aus den Gleichungen 32 und 33 ergibt sich, daß q linear mit s verbunden ist. Der in der Gleichung 31 $(M) = q \frac{(t - q) t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ erscheinende Wert $\frac{(t - q) t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ ist

deshalb ebenfalls linear mit s verbunden, denn es gilt

$$\frac{(t-q)t}{\operatorname{tg}^2 \varphi} = \frac{t^2}{\operatorname{tg}^2 \varphi} - \frac{A t}{\operatorname{tg}^2 \varphi} + \frac{B s t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$$

oder mit Einsetzung der aus Gleich. 33 für A und B gewonnenen Werte

$$\frac{t^2}{\operatorname{tg}^2 \varphi} - \frac{t}{\operatorname{tg}^2 \varphi} \cdot \frac{((t-1) \cos^2 \varphi + 1)}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} + \frac{\cos^2 \varphi t}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} \cdot s; \quad \text{Gleich. 35}$$

so daß wir schreiben können $(M) = (A-Bs) \cdot (C+Ds)$. Gleich. 36

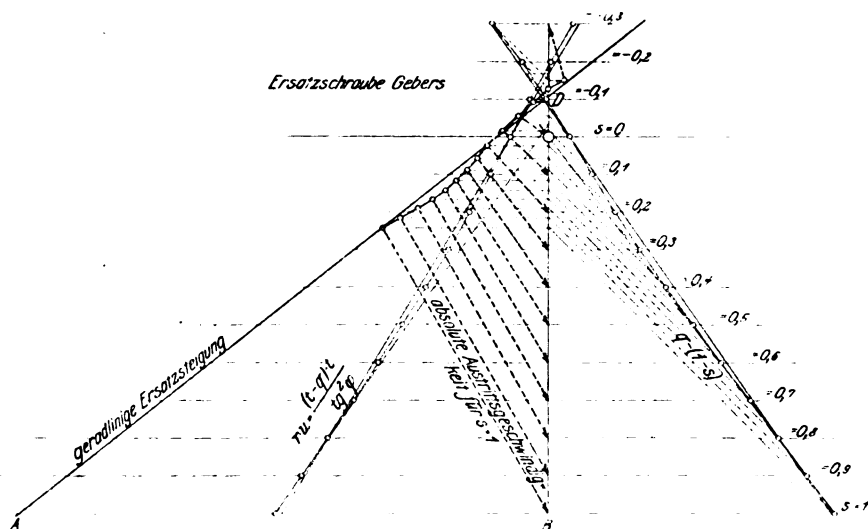


Fig. 27.

Die Kontrolle der entwickelten Anschauungen wird dadurch am besten zu führen sein, daß man die aus experimentellen Messungen gewonnenen Werte q und $\frac{(t-q)t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ über s aufträgt: ergibt sich ein lineares Verhältnis, so können wir unsere Grundanschauung als bewiesen ansehen, daß es auch bei der Schraube als Ganzes nur auf den Steigungswinkel und die Geschwindigkeit des austretenden Strahles ankommt, und daß dieser Austrittswinkel unabhängig von der Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube und im wesentlichen nur von den geometrischen Abmessungen der Schraube abhängig ist.

In Fig. 27 und 28 ist diese Aufgabe beispielsweise für die Gebersschen in Fig. 26 mitgeteilten Versuche durchgeführt, und zwar sind auf einer Linie BD die Slipwerte s , senkrecht dazu nach rechts in dem Maßstab der Slipwerte die für jeden einzelnen Wert s sich ergebenden $(q - (1-s))$, nach links ebenfalls im

Maßstab der Slipwerte die dazu gehörigen $r.u = \frac{(t-q)t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ aufgetragen (die teilweise vorgesehene Verdopplung von $\frac{(t-q)t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ ist lediglich mit Rücksicht auf die Klarheit der Zeichnung erfolgt). Wie man erkennt, sind die beiden entstehenden Linien in der Tat mit großer Annäherung in weiten Grenzen Gerade. Die Abweichung von einer Geraden liegt in dem Sinne, daß der Austrittswinkel mit zunehmendem Slip kleiner wird. Dies entspricht der in Abschnitt 7 ausgesprochenen Erwartung, daß

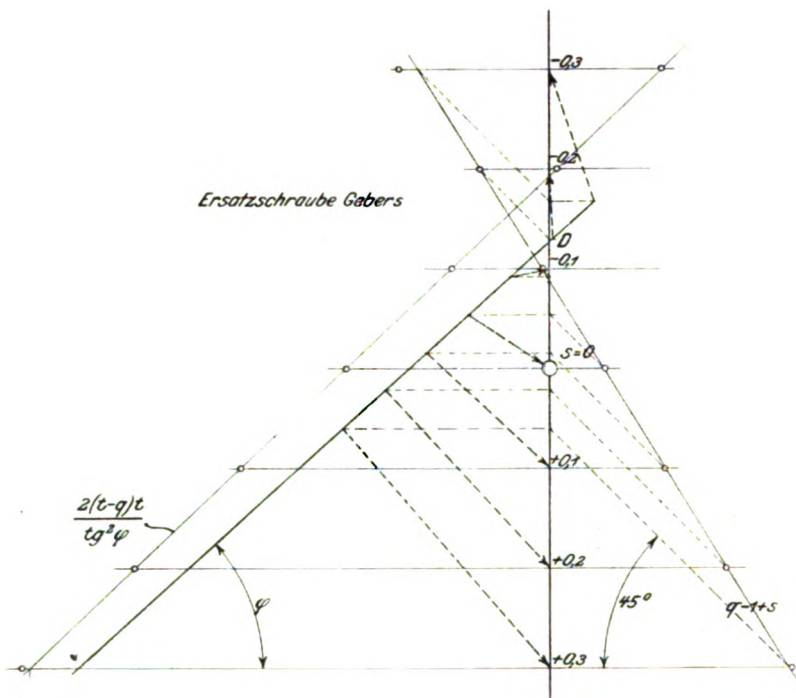


Fig. 28.

mit zunehmendem Slip, also steilerem Einfall der Flüssigkeit in die Schraube, die austretende Flüssigkeit sich mehr und mehr in ihrer Richtung der Druckseite der Schraube anpassen müsse. Die Tangente sowohl der $q-t(1-s)$ Kurve wie der $\frac{(t-q)t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ Kurve (in Fig. 27 strichpunktiert) weist für $s = 1$ in der Tat sehr nahe nach dem Nullpunkt, beweist also, daß in der Gebersschen Schraube für die am Ort rotierende Schraube ($s = 1$) der austretende Strahl annähernd die Richtung der Steigung der Druckseite der Schraube angenommen hat.

In den für praktische Rechnungen überhaupt in Frage kommenden Slipgrenzen von $s = -0,2$ bis $s = 0,3$ können, wie Fig. 28 beweist, die Linien

$q = 1 + s$ und $\frac{2(t-q)t}{tg^2 \varphi}$ als absolut gerade angesehen werden und bestätigen innerhalb der für praktische Rechnungen in Frage kommenden Slipgrenzen die volle Richtigkeit unserer Anschauungen und Ableitungen.

In Fig. 29 ist in gleicher Weise die Auftragung für die oben erwähnten Messungen Fuhrmanns an einem Luftschraubenmodell wiedergegeben. Während die Linie der $\frac{2(t-q)t}{tg^2 \varphi}$ bis zu $s = 0,60$ absolut gerade ist, zeigt die Linie der $(q - (1 - s))$ eine Abweichung in dem gleichen Sinne wie bei Gebers. Ich lasse es dahingestellt, wie weit die Göttinger Versuchseinrichtung — Schraube im Luft-

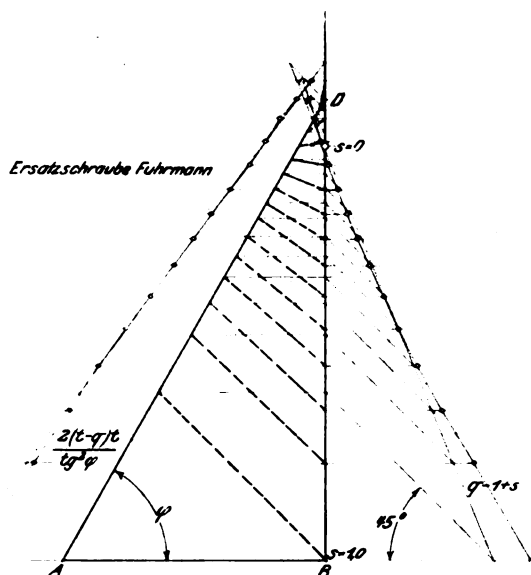


Fig. 29.

kanal mit gegen die Schraubeströmender Luft — für diese Erscheinung verantwortlich ist, oder wie weit die geringe Blattbreite des untersuchten Luftpropellers für die mit wachsendem Slip geringer werdende Ablenkung des Schraubenstrahles — entsprechend den Ausführungen des Abschn. 7 — zur Erklärung heranzuziehen ist, jedenfalls läßt sich in den praktisch in Frage kommenden Grenzen bis zu 40 % Slip die lineare Abhängigkeit des Wertes q von s auch für diese Versuche mit aller für die Konstruktion von Propellern notwendigen Genauigkeit annehmen.

Bei der Bedeutung, welche der Nachweis der linearen Abhängigkeit der Werte q und $r \cdot u$ von s besitzt, sollen noch einige andere Versuchswerte umgerechnet und die Werte $(q - (1 - s))$ und $r \cdot u = \frac{(t - q) \cdot t}{tg^2 \varphi}$ als Funktion von s dargestellt werden.

In Fig. 30 sind die Versuche Rotas ¹⁾ in der von ihm gewählten Form für deri Propeller von 0,1625 m Durchmesser und 0,2925 m, 0,24375 m und 0,195 m mittlerer geometrischer Steigung aufgetragen. Aus den bestmöglichst aus den Versuchspunkten herausgemessenen Versuchsergebnaten sind die Werte $q -- (1 - s)$

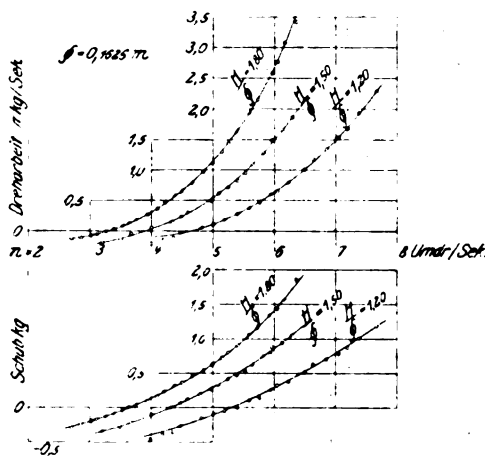


Fig. 30.

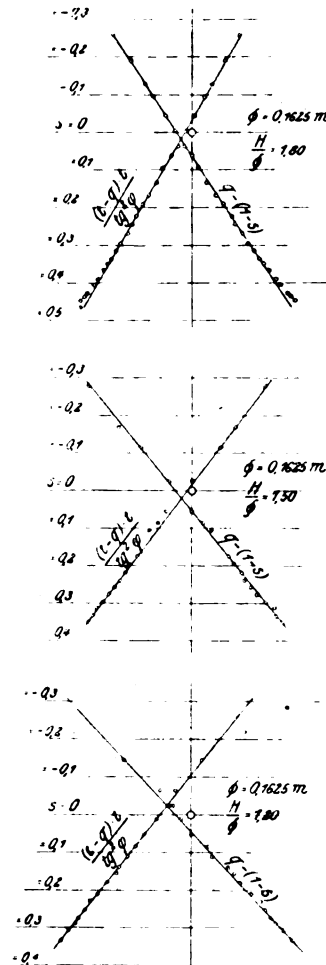


Fig. 31.

und $r \cdot u = \frac{t(t - q)}{\tan^2 \varphi}$ berechnet und in Fig. 31 als Funktion des Slip aufgetragen worden. Man erkennt, daß die sämtlichen Versuchspunkte mit genügender Genauigkeit auf geraden Linien liegen.

In Fig. 32 sind ferner die Versuche von E. Dorand ²⁾, welche derselbe mit zwei geometrisch ähnlichen Luftpropellern von 2,5 m und 4,3 m Durchmesser

¹⁾ Giuseppe Rota: La Vasca usw. 1898.

²⁾ E. Dorand: La technique aeronautic 1910.

mit verschiedenen Fortschrittsgeschwindigkeiten und Umdrehungszahlen in freier Luft durchführte, in der von ihm gegebenen Form wiedergegeben: in Fig. 33 sind die aus diesen Versuchen bestmöglichst berechneten Werte $q = (1 - s)$ und $r \cdot u$ als Funktion von s aufgetragen. Auch diese Versuchspunkte fallen — insbesondere unter Berücksichtigung dessen, daß die Versuche in der freien Atmosphäre erzielt sind — in ausgezeichneter Weise in gerade Linien zusammen.

Die Abweichung der Versuchspunkte, sowohl bei den Rotaschen wie bei den Dorandschen Versuchen von einer Geraden liegt in dem Sinne, daß mit wachsen-

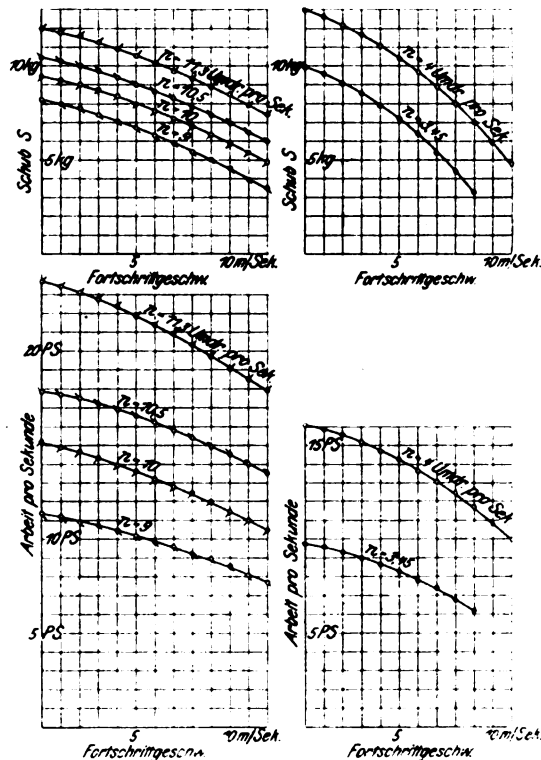


Fig. 32.

den Slipwerten eine Anpassung des austretenden Schraubenstrahles an die Druckfläche der Schraube eintritt, wie wir dies in gleicher Weise bei den Geberschen und Fuhrmannschen Versuchen beobachtet haben.

Durch die Umrechnung der Versuchsergebnisse von Gebers und Rota für Wasserschrauben und von Fuhrmann und Dorand für Luftschrauben dürfte der Beweis erbracht sein, daß zum wenigsten in den für die Schraubenberechnung in Frage kommenden Grenzen ein linearer Zusammenhang von q und $r \cdot u$ mit s angenommen werden darf.

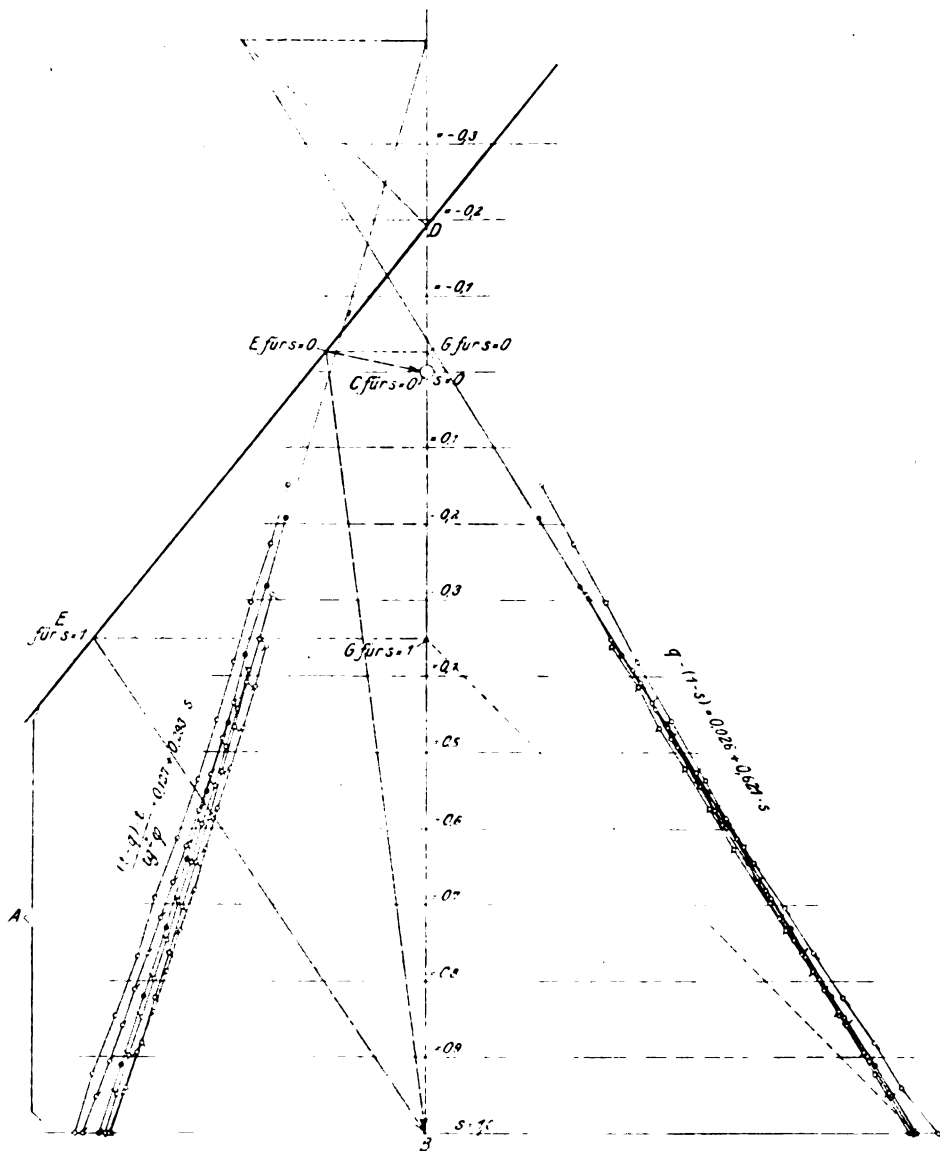


Fig. 33.

18. Das mittlere Geschwindigkeitsbild einer Schraube. Aus den im vorigen Abschnitte gewonnenen Diagrammen läßt sich jetzt unschwer das mittlere Geschwindigkeitsbild der betreffenden Schraube in allen Einzelheiten aufzeichnen.

Ziehen wir nämlich von der Linie der $q - (1-s)$ für die einzelnen Slipwerte Linien unter 45° gegen die Horizontale (Fig. 27, 28, 29 u. 33), so schneiden diese Linien die Vertikale BD in Punkten, deren Abstand von B = q ist. Führen wir diese Kon-

onstruktion für denjenigen Slipwert durch, für welchen $(M) = 0$, also $r \cdot u = \frac{(t-q)t}{tg^2 \varphi} = 0$ ist, so erhalten wir denjenigen Wert BD von q , für welchen das Drehmoment der Schraube $= 0$ ist, also den Ausgangspunkt der gesuchten Steigungslinie und damit den Wert $t = BD$.

Dann bestimmt sich der Winkel φ aus $\frac{(t-q)t}{tg^2 \varphi}$; derselbe ist für alle Slipwerte gleich. Damit läßt sich also die Steigungslinie AD aufzeichnen.

Mit Kenntnis der Steigungslinie AD ist es unmittelbar möglich, einen Einblick in die Strömungsverhältnisse des Schraubenstrahles für beliebige Slipwerte zu erhalten.

Ziehen wir nämlich mit dem einem bestimmten Slipwert s entsprechenden Wert q eine Parallele zu AB bis zum Einschnitt in die Steigungslinie AD und verbinden wir diesen Schnittpunkt E mit dem zugehörigen Endpunkt C des von B aus auf BD abgesetzten Wertes $(1-s)$, so ergibt die Verbindungslinie EC das Verhältnis der absoluten Austrittsgeschwindigkeit zu Hn und die Richtung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit für diesen Slipwert, ferner ergibt die Verbindung EB des Schnittpunktes E von q und der Steigungslinie AD mit B das Verhältnis der relativen Austrittsgeschwindigkeit gegenüber dem Schraubenträger zu Hn , sowie die Richtung dieser Geschwindigkeit.

Die Ermittlung der Steigungslinie ist nicht notwendiger Weise an die Bedingung geknüpft, daß $q = (1-s)$ und $r \cdot u$ linear mit s verbunden sind. In letzterem Fall wird allerdings die Steigungslinie eine Gerade; in Fig. 27 ist die Steigungslinie für die aus den Gebersschen Versuchen ermittelten $q = (1-s)$ und $r \cdot u$ — ohne dieselben durch Gerade anzunähern — berechnet. Die so ermittelte Steigungslinie ist keine Gerade, sondern eine gekrümmte Linie, deren Steigungswinkel mit zunehmendem Slip abnimmt, entsprechend der mit wachsendem Slip zunehmenden Anpassung des austretenden Strahles an die Druckfläche der Schraube. t und u sind nicht — wie bei der Annäherung von $q = (1-s)$ und $r \cdot u$ durch eine Gerade — konstant, sondern nehmen für jeden Slip andere Werte an.

Mit Kenntnis der Steigungslinie lassen sich alle Verhältnisse in der Schraube als Ganzes genau so untersuchen, wie wir dies am Einzelement getan haben, insbesondere lassen sich jetzt Fragen, wie z. B., welcher Gewinn ist aus der Anordnung eines Gegenpropellers zu erwarten, welches ist die Drehenergie, welches ist die Größe des Geschwindigkeitsverlustes des austretenden Schraubenstrahles usw., mit aller Klarheit für einen gegebenen Propeller beantworten.

In Fig. 34 ist z. B. die Aufgabe gelöst, festzustellen, wie weit Propellerschub, Wirkungsgrad usw. durch Verwendung eines Gegenpropellers unter Annahme einer verlustfreien Umlenkung im Gegenpropeller bei verschiedenen Slipwerten gesteigert werden können. Der Rechnung ist der Geberssche Versuchspropeller nach Fig. 27 zugrunde gelegt. Die Lösung erfolgt in der Weise, daß die Austrittsgeschwindigkeit relativ zum Schraubenträger in die Achsenrichtung übertragen wird. Hierdurch wächst die achsiale Geschwindigkeitszunahme, und in gleichem Verhältnis Schub und Wirkungsgrad.

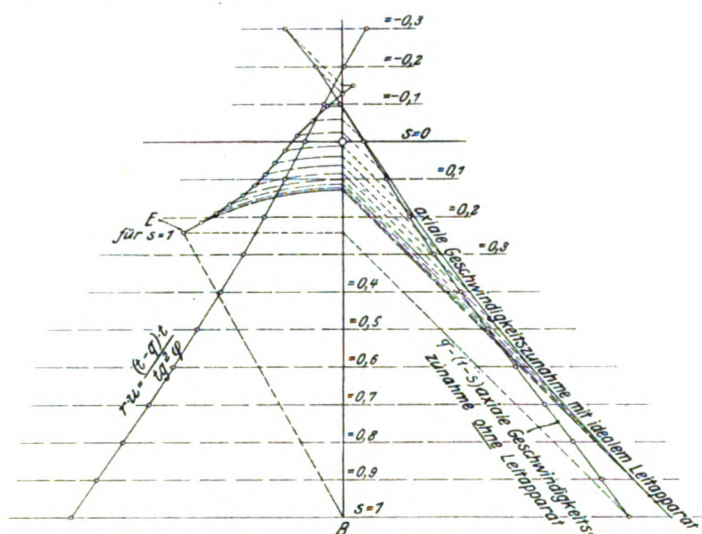


Fig. 34.

Das Diagramm der $q - (1-s)$ und r, u kann weiter in einfacher Weise dazu dienen, die Nutzarbeit in Vergleich zur aufgewendeten Arbeit zu bringen.

Ziehen wir (Fig. 35) zu BO eine Parallele im Abstand $0,5$ und im Abstande $(1-s)$ eine Parallele zu $HB = af$ und verbinden wir B mit a und fällen von dem Endpunkt c des zugehörigen q das Lot auf diese Verbindungslinie, so schneidet dieses Lot auf der Parallelen af eine Strecke ef ab, welche das Doppelte der Nutzarbeit pro Masseneinheit der in der Zeiteinheit die Schraube durchströmenden Flüssigkeitsmenge ist, wie die folgende Betrachtung zeigt.

$$ce : fe = 0,5 : eB$$

$$\frac{q - (1-s)}{fe} = \frac{0,5}{1-s}$$

$$fe = 2(q - (1-s))(1-s)$$

= doppelte Schubarbeit pro Masseneinheit der in der Zeiteinheit durch die Schraube strömenden Flüssigkeit.

da alle Größen t , u , r usw. sich durch A , B , C und D ausdrücken lassen (vergl. Fig. 36).

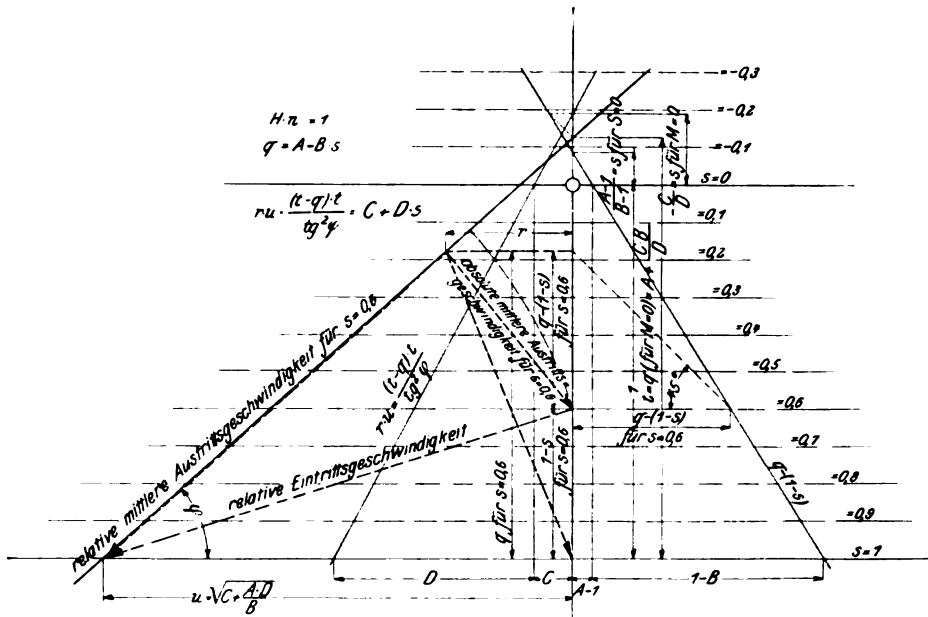


Fig. 36.

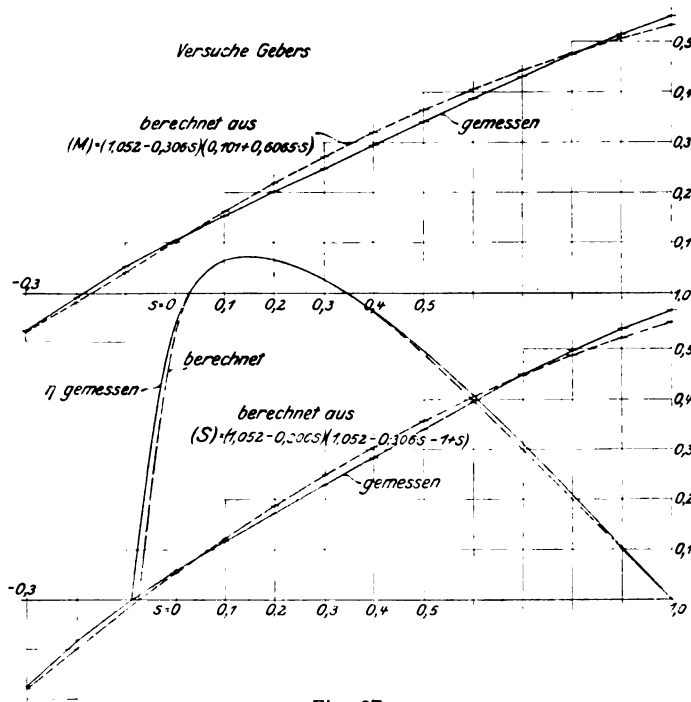


Fig. 37.

Zum Vergleich der Zulässigkeit unseres Verfahrens habe ich aus den aus Fig. 27 entnommenen Annäherungswerten, wie aus den Gebersschen Messungen

direkt, die Werte (S), (M) und η berechnet und in Fig. 37 nebeneinander gestellt. Würden wir nur die Messungen zwischen $s = -0,2$ und $s = +0,3$ benutzt haben, entsprechend Fig. 28, so würde die Übereinstimmung eine absolute geworden sein.

Die Funktionen

$$(A - B \cdot s) \cdot ((A - 1) + (1 - B) \cdot s) = (S)$$

wie
$$(A - B \cdot s) \cdot (C + D \cdot s) = (M)$$

sind Teile von Parabeln, deren für uns in Frage kommender Anfangspunkt bei $s = \frac{1-A}{1-B}$ für die (S) Charakteristik und bei $s = -\frac{C}{D}$ für die (M) Charakteristik liegt.

Der erste Teil der Parabeln läßt sich innerhalb der für praktische Verhältnisse im allgemeinen vorkommenden Slipgrenzen genügend genau als Gerade darstellen. Bestimmen wir diese Gerade so, daß sie durch die Parabelpunkte für $s = 0$ und $s = 0,3$ hindurch geht, so erhält man als Bestimmungsgleichung für diese Geraden

$$(S) = A \cdot (A - 1) + \frac{(A - 0,3 B) \cdot ((A - 1) + 0,3 \cdot (1 - B)) - A \cdot (A - 1)}{0,3} \cdot s,$$

$$(M) = A C + \frac{(A - 0,3 B) \cdot (C + 0,3 D) - A C}{0,3} \cdot s$$

oder
$$(S) = a + b s \quad \text{Gleich. 37}$$

$$(M) = c + d s \quad \text{Gleich. 38}$$

z. B. für

$$\frac{H}{D} = 1,00, \quad \frac{d}{b} = 0,150, \quad \frac{F_a}{F_d} = 0,460$$

findet sich aus den Tabellen II, III, IV und V

$A = 1,063$	$B = 0,437$	$C = 0,109$	$D = 0,480,$
sonach	$a = 0,067$	$b = 0,497$	
	$c = 0,116$	$d = 0,400.$	

so daß also gilt:

$$\begin{aligned} (S) &= (1,063 - 0,437 \cdot s) (0,063 - 0,563 \cdot s) \\ &\quad \text{angenähert} = (0,067 + 0,497 \cdot s) \\ (M) &= (1,063 - 0,437 \cdot s) (0,109 + 0,480 \cdot s) \\ &\quad \text{angenähert} = (0,116 + 0,400 \cdot s) \end{aligned}$$

¹⁾ Vergl. des Verfassers „Über eine internationale Sprache im Schiffbau.“ Zeitschrift Schiffbau 1913.

Tabelle II.

A

H Ø	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,60	0,230	.	.	.	.	1,1310	.	1,1740	1,1940	1,2140	1,2330	.	1,2450	1,2510	1,2725	1,2835	1,2985
	0,307	.	.	1,0960	.	.	.	1,1485	1,1720	1,1950	1,2155	.	1,2285	.	1,2565	.	.
	0,384	.	1,081	.	.	1,1060	1,1275	1,1525	1,1785	1,2300	1,2130	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	.	.	1,0830	.	1,1110	1,1200	1,1470	1,1730	.	.	.	.	.	.	.
0,80	0,537	1,0555	.	.	.	.	1,1130	1,1350	1,1350	1,1475	1,1485	1,1555	1,1560	1,1580	1,1810	1,1920	1,2050
	0,230	.	.	.	1,0890	.	1,1130	1,1155	1,1305	1,1440	.	.	1,1530	.	1,1725	.	.
	0,307	.	.	1,0695	.	.	1,0905	1,1085	1,1285	1,1485	1,1555	.	.	.	.	.	.
	0,384	.	1,0550	.	.	1,0740	1,0845	1,1055	1,1265	.	.	.	.	.	.	.	.
1,00	0,460	.	.	.	1,0575	.	1,0795	1,0990	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0370	.	.	.	.	1,0725	1,0815	1,0910	1,1010	.	.	1,1085	1,1105	1,1265	1,1345	1,1350
	0,230	.	.	.	.	1,0605	.	1,0670	1,0775	1,0890	1,1000	.	1,1070	.	1,1210	.	.
	0,307	.	.	1,0480	.	.	1,0650	1,0790	1,0930	1,1070	1,1115	.	.	.	.	.	.
1,20	0,384	.	1,0355	.	.	1,0630	1,0630	1,0800	1,0955	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0355	.	1,0415	.	1,0580	1,0735	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0255	.	.	.	.	1,0530	1,0590	1,0665	1,0740	.	.	1,0795	1,0835	1,0935	1,0990	1,0910
	0,230	.	.	.	.	1,0410	.	1,0480	1,0580	1,0680	1,0765	.	1,0820	.	1,0900	.	.
1,50	0,307	.	.	1,0300	.	.	1,0375	1,0470	1,0580	1,0705	1,0805	1,0845	.	.	.	.	.
	0,384	.	1,0225	.	.	1,0375	1,0455	1,0575	1,0705	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0225	.	1,0305	.	1,0450	1,0575	1,0705	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0180	.	.	.	.	1,0450	1,0575	.	.	.	.	.	.	.	.	.
2,00	0,230	.	.	.	.	1,0230	.	1,0345	1,0390	1,0445	1,0510	.	1,0550	1,0590	1,0650	1,0665	1,0515
	0,307	.	.	1,0130	.	.	1,0330	1,0385	1,0475	1,0545	.	.	1,0585	.	1,0630	.	.
	0,384	.	1,0120	.	.	1,0260	1,0320	1,0410	1,0505	1,0575	1,0590	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0120	.	1,0215	.	1,0300	1,0425	1,0490	.	.	.	.	.	.	.	.
3,20	0,537	1,0110	.	.	.	.	1,0300	1,0410	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	1,0115	.	1,0170	1,0200	1,0240	1,0275	.	1,0300	1,0305	1,0365	1,0370	1,0215
	0,307	.	.	.	.	.	1,0170	1,0215	1,0265	1,0305	1,0335	1,0350	.	.	.	.	.
	0,384	.	1,0055	.	.	1,0145	1,0150	1,0240	1,0295	1,0335	.	.	1,0330	.	1,0345	.	.
5,00	0,460	.	1,0060	.	.	.	1,0180	1,0250	1,0310	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0045	.	.	1,0105	.	1,0170	1,0250	.	.	.	.	.	.	.	.	.

32*

Tabelle III.

B

II ∅	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,60	0,230	.	.	.	.	0,236	.	0,320	0,334	0,348	0,381	.	0,370	0,371	0,393	0,404	0,414
	0,307	.	.	0,170	.	.	.	0,261	0,288	0,312	0,330	0,278	0,337	.	0,320	.	.
	0,384	.	0,150	.	.	0,201	.	0,228	0,258	0,275	0,280	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,105	.	.	0,182	.	.	0,217	0,232	0,230	.	.	.	.	.	.	.
0,80	0,230	.	.	.	.	0,370	.	0,426	0,435	0,445	0,454	.	0,461	0,462	0,476	0,483	0,482
	0,307	.	.	0,332	.	.	.	0,384	0,402	0,417	0,426	0,387	0,431	.	0,420	.	.
	0,384	.	0,310	.	.	0,331	.	0,356	0,369	0,382	0,386	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,288	.	.	0,315	.	.	0,340	0,349	0,350	.	.	.	.	.	.	.
1,00	0,230	.	.	.	.	0,469	.	0,513	0,521	0,529	0,537	.	0,542	0,542	0,553	0,556	0,544
	0,307	.	.	0,438	.	.	.	0,482	0,494	0,505	0,513	0,476	0,513	.	0,497	.	.
	0,384	.	0,408	.	.	0,429	.	0,455	0,465	0,472	0,476	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,386	.	.	0,408	.	.	0,437	0,447	0,451	.	.	.	.	.	.	.
1,20	0,230	.	.	.	.	0,573	.	0,578	0,588	0,597	0,605	.	0,610	0,610	0,617	0,617	0,590
	0,307	.	.	0,506	.	.	.	0,552	0,564	0,574	0,579	0,543	0,579	.	0,560	.	.
	0,384	.	0,478	.	.	0,502	.	0,526	0,537	0,543	0,544	0,543	.	.	.	.	.
	0,460	0,458	.	.	0,479	.	.	0,513	0,524	0,527	.	.	.	.	.	.	.
1,50	0,230	.	.	.	.	0,616	.	0,656	0,668	0,678	0,686	.	0,690	0,690	0,693	0,687	0,640
	0,307	.	.	0,582	.	.	.	0,626	0,638	0,648	0,653	0,620	0,652	.	0,628	.	.
	0,384	.	0,558	.	.	0,583	.	0,602	0,615	0,622	0,621	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,545	.	.	0,567	.	.	0,593	0,604	0,608	.	.	.	.	.	.	.
2,00	0,230	.	.	.	.	0,720	.	0,755	0,762	0,767	0,772	.	0,774	0,774	0,769	0,756	0,685
	0,307	.	.	0,682	.	.	.	0,723	0,727	0,728	0,728	0,700	0,726	.	0,700	.	.
	0,384	.	0,678	.	.	0,687	.	0,694	0,700	0,703	0,702	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,674	.	.	0,680	.	.	0,686	0,690	0,693	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,674	.	.	.	.	.	0,686	0,686	.	.	.	.	.	.	.	.

Tabelle IV.

C

$\frac{H}{D}$	$\frac{F_n}{F_d}$	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,60	0,230	.	.	.	.	.	.	0,273	0,316	0,358	0,399	.	0,428	0,433	0,502	0,538	0,586
	0,307	.	.	.	.	0,223	.	0,259	0,308	0,352	0,394	0,395	0,421	.	0,483	.	.
	0,384	.	.	0,188	.	.	.	0,250	0,296	0,341	0,381	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,162	.	.	0,190	.	0,210	0,233	0,279	0,326	.	.	.	.	.	.	.
0,80	0,537	0,124	.	.	.	.	.	0,230	0,252	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,143	0,173	0,205	0,236	.	0,257	0,262	0,312	0,334	0,353
	0,307	.	.	.	.	0,138	.	0,159	0,186	0,226	0,261	0,251	0,281	.	0,287	.	.
	0,384	.	0,120	.	.	.	0,139	0,158	0,197	0,228	0,248	.	.	.	.	.	.
1,00	0,460	0,104	.	.	0,121	.	.	0,157	0,190	0,206	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,082	.	.	.	.	.	0,136	0,193	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,097	0,117	0,135	0,154	.	0,167	0,169	0,199	0,211	0,217
	0,307	.	.	.	.	0,085	.	0,102	0,125	0,145	0,163	0,174	0,172	.	0,190	.	.
1,20	0,384	.	0,068	.	.	.	0,094	0,104	0,128	0,149	0,168	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,063	.	.	0,076	.	.	0,109	0,129	0,141	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,056	.	.	.	.	.	0,106	0,119	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,072	0,083	0,094	0,106	.	0,115	0,117	0,137	0,145	0,142
1,50	0,307	.	.	.	.	0,058	.	0,071	0,086	0,101	0,114	0,122	0,122	.	0,136	.	.
	0,384	.	0,040	.	.	.	0,063	0,070	0,088	0,104	0,117	0,122	.	.	.	.	.
	0,460	0,041	.	.	0,053	.	.	0,075	0,095	0,107	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,040	.	.	0,053	.	.	0,076	0,091	.	.	.	.	.	.	.	.
2,00	0,230	.	.	.	.	.	.	0,050	0,054	0,062	0,070	.	0,076	0,077	0,090	0,095	0,077
	0,307	.	.	.	.	0,036	.	0,046	0,052	0,068	0,079	0,083	0,084	.	0,092	.	.
	0,384	.	0,024	.	.	.	0,044	0,048	0,064	0,075	0,082	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,025	.	.	0,037	.	.	0,053	0,067	0,077	.	.	.	.	.	.	.
2,00	0,537	0,025	.	.	.	.	.	0,054	0,067	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	0,029	.	0,024	0,031	0,038	0,044	.	0,048	0,049	0,053	0,052	0,028
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,027	0,036	0,044	0,050	0,061	0,054	.	0,054	.	.
	0,384	.	0,015	.	.	.	0,029	0,032	0,043	0,052	0,059	.	.	.	.	.	.
2,00	0,460	0,014	.	.	.	.	.	0,036	0,047	0,055	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,012	.	.	0,026	.	.	0,038	0,041	.	.	.	.	.	.	.	.

Die abgeleiteten linearen Beziehungen (Gleichungen 37 und 38) können nur als Annäherung dienen und sind insofern nicht von der Bedeutung unserer Werte A, B, C und D, als ein direkter Zusammenhang zwischen a, b, c, d und den Kräften nicht besteht.

Die Näherungsformel

$$S = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} \cdot H^2 \cdot n^2 \cdot (a + bs)$$

hat bereits Pröll in der folgenden Form gegeben und ihre praktische Anwendbarkeit an Probefahrtsresultaten belegt¹⁾

$$S = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} \cdot (C n^2 - C_1 \cdot v \cdot n).$$

Schreibt man $v = H \cdot n \cdot (1 - s)$ so geht die Pröllsche Gleichung in unsere allgemeine Form über:

$$S = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} \cdot H^2 \cdot n^2 \left(\frac{C - C_1 \cdot H}{H^2} + \frac{C_1}{H} \cdot s \right) = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} H^2 \cdot n^2 \cdot (a + b \cdot s).$$

20. Umrechnung der D. W. Taylorschen Versuchsergebnisse. Ich habe nun die Werte A, B, C, D für sämtliche von D. W. Taylor untersuchten Dreiflügelpropeller aus seinen Versuchsangaben (The speed and power of ships 1911) berechnet und die gefundenen Werte in den Tabellen II, III, IV und V und in den Figuren 38, 39, 40, und 41 zeichnerisch in isometrischer Projektion niedergelegt. Die Werte sind in Fig. 38 bis 41 aufgetragen in Abhängigkeit vom Steigungsverhältnis $\frac{H}{D}$ und vom Dickenverhältnis $\frac{d}{b}$, da wir, wie wir oben gesehen haben, erwarten dürfen, daß diese beiden Verhältniswerte die Wirkung der Schraube in erster Linie bestimmen und der Einfluß des Flächenverhältnisses dagegen zurücktritt. Die Resultate bestätigen diese Erwartung.

An einem Beispiel möge der Rechnungsgang nochmals im Zusammenhang gezeigt werden. Für den Propeller Nr. 13, Fig. 193 des Taylorschen Buches finden sich für das Steigungsverhältnis $\frac{H}{D} = 1$ unter der Bezeichnung Original Cut aus den von Taylor gegebenen Kurven bestmöglichst herausgemessen die in Tabelle VI angegebenen Schübe und Drehmomente für Slipwerte s von $-0,1$ bis $+0,4$.

¹⁾ Pröll. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910 „Beiträge zur Theorie der Schiffsschraube“; ebenso hat Froude (Transactions Inst. Nav. Arch. 1886) die Beziehung aufgestellt $S = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma}{g} \cdot (C \cdot n^2 - C_1 \cdot f(v) \cdot n)$.

Tabelle VI.

Taylor Fig. 193, Propeller Nr. 13

$$\text{Original Cut} = 0,08 \frac{H}{\phi} = 1,00 \text{ Durchm.} = 16'' \quad H = 16''$$

$$v = 8,44 \text{ Fuß/Sek.} = 5 \text{ Knoten}$$

$$(S) = (1,1115 - 0,476 \cdot s) \quad (0,1115 + 0,524 \cdot s)$$

$$(M) = (1,1115 - 0,476 \cdot s) \quad (0,1740 + 0,4225 \cdot s).$$

s Slip	Schub in Lbs.	Dreh- moment in Pfund und Fuß	(S)		(M)		q	$\frac{(t-q)t}{tg^2 \varphi}$
			berechnet aus Messung	nach Formel	berechnet aus Messung	nach Formel		
— 0,10	11,7	5,2	0,074	0,069	0,150	0,153	1,1637	0,1220
0	23,9	8,2	0,125	0,124	0,196	0,193	1,1125	0,1763
0,1	41,5	11,7	0,176	0,174	0,226	0,230	1,0653	0,2122
0,2	65,5	17,1	0,218	0,220	0,261	0,263	1,0150	0,2570
0,3	104,0	23,8	0,265	0,260	0,277	0,291	0,9725	0,2850
0,4	164,0	35,0	0,308	0,296	0,299	0,317	0,9315	0,3170

Aus diesen Messungsergebnissen läßt sich die Schubcharakteristik (S) und die Drehmomentcharakteristik (M) berechnen aus den Beziehungen

$$(S) = \frac{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^2 \cdot n^2}{S \cdot g} = \frac{5 \cdot 32}{0,667^2 \cdot \pi \cdot 62,5} \cdot \frac{8,44^2}{(1-s)^2} = \frac{S \cdot (1-s)^2}{194}$$

und

$$(M) = \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot n \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^3 \cdot n^3} = \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot 8,44 \cdot 32}{(1-s) \cdot 1,333 \cdot 0,667^2 \cdot \pi \cdot 62,5} \cdot \frac{8,44^3}{(1-s)^3} = \frac{M \cdot (1-s)^2}{41,2}$$

Aus (S) und (M) berechnen sich q aus der Gleichung $q(q - (1-s)) = (S)$
und $\frac{(t-q)t}{tg^2 \varphi}$ aus $\frac{(M)}{q}$.

Trägt man die so gefundenen Werte über s auf, so ergibt sich mit guter Annäherung

$$q = (1,1115 - 0,4760 \cdot s)$$

also

$$A = 1,1115; \quad B = 0,4760$$

und

$$\frac{(t-q)t}{tg^2 \varphi} = 0,1740 + 0,4225 \cdot s$$

also

$$C = 0,1740 \quad D = 0,4225.$$

Rechnet man rückwärts nach der Formel

$$(S) = (A - B \cdot s) \cdot (A - B \cdot s - 1 + s) \text{ und}$$

$$(M) = (A - B \cdot s) \cdot (C + D \cdot s).$$

(S) und (M), so ergeben sich die in der Tabelle VI zum Vergleich neben die aus den Messungen direkt berechneten Werte gesetzten Ziffern.

Im allgemeinen hat sich bei der Umrechnung der Taylorschen Werte ergeben, daß die Werte q mit überraschender Genauigkeit linear mit s ver-

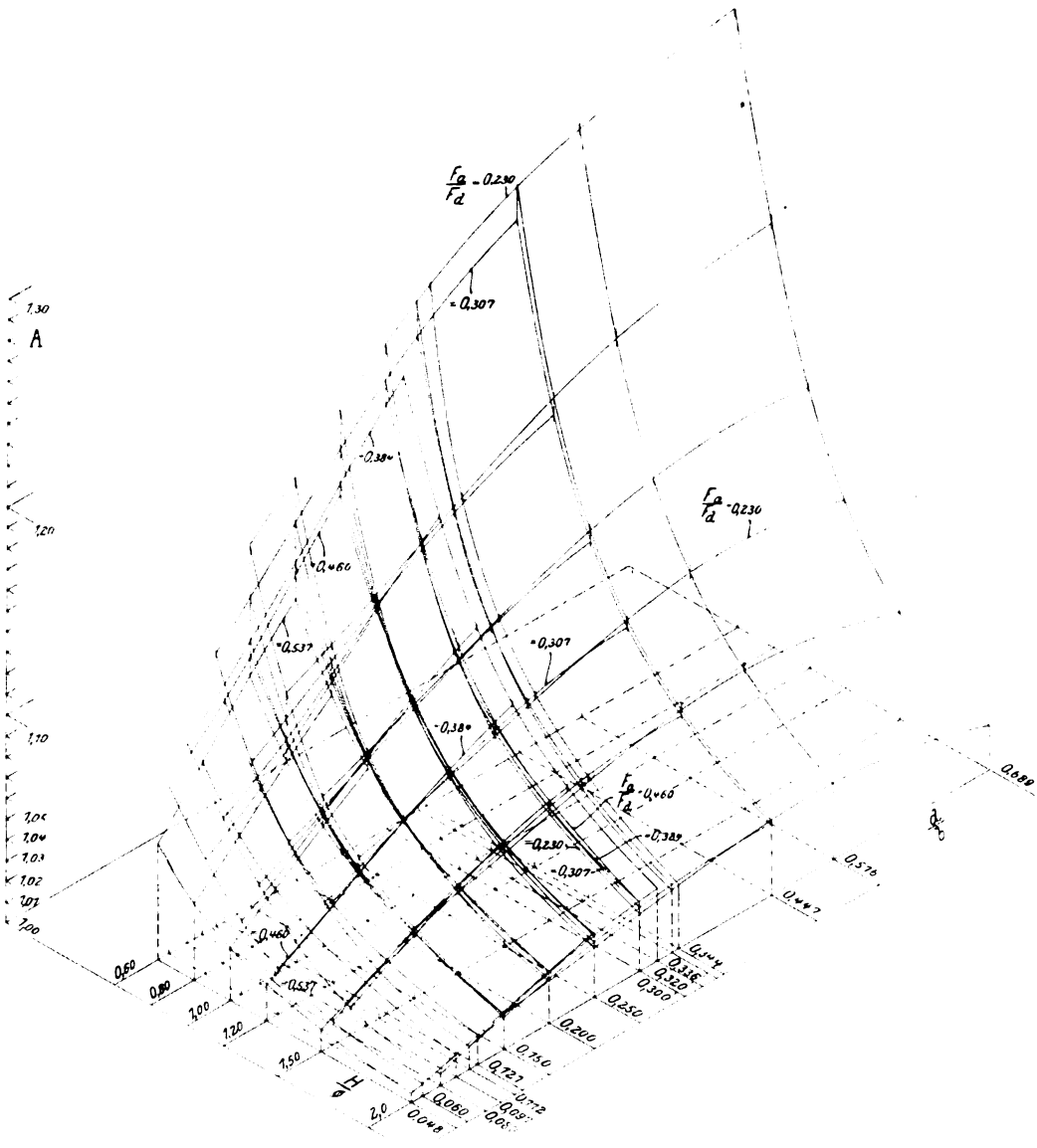


Fig. 38.

bunden sind. Die $\frac{(t-q)t}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$ -Werte weichen zum Teil bei den höheren Slipwerten 0,3 und 0,4 von einer Geraden ab. Ich halte in solchen Fällen teilweise Hohlraumbildung, die ohne Zweifel — wie die Betrachtung der strichpunktiert eingetragenen, den Messungen entsprechenden D-Werten in Figur 41 für $\frac{H}{\varnothing} = 0,6$ und 0,8 zeigt — bei einem Teil der Taylorschen Modellpropeller bereits fühlbar war, für die Ursache der Abweichungen, soweit nicht vielleicht die Beschaffenheit der Meßapparate zur Erklärung heranzuziehen ist.

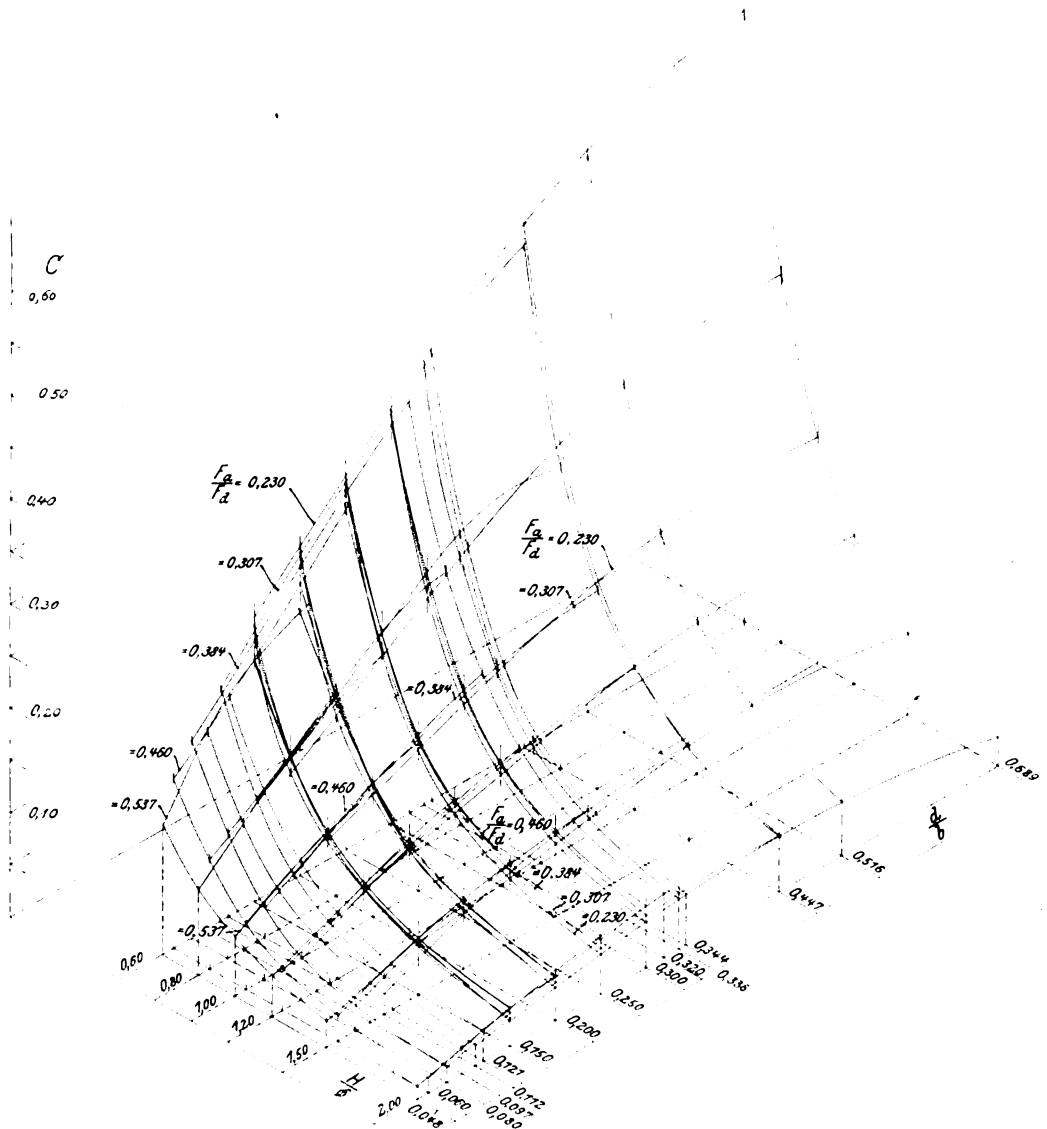


Fig. 39.

In den Tabellen VII bis XVIII habe ich ferner noch die folgenden Werte zusammengestellt, deren eingehende Betrachtung mir lehrreich erscheint.

1. $(A - B)^2 = (S)$ für $s = 1$; Tab. VII
2. $A(A - 1) = (S)$ für $s = 0$; Tab. VIII
3. $-\frac{A-1}{B-1} = -s$ für $(S) = 0$; Tab. IX

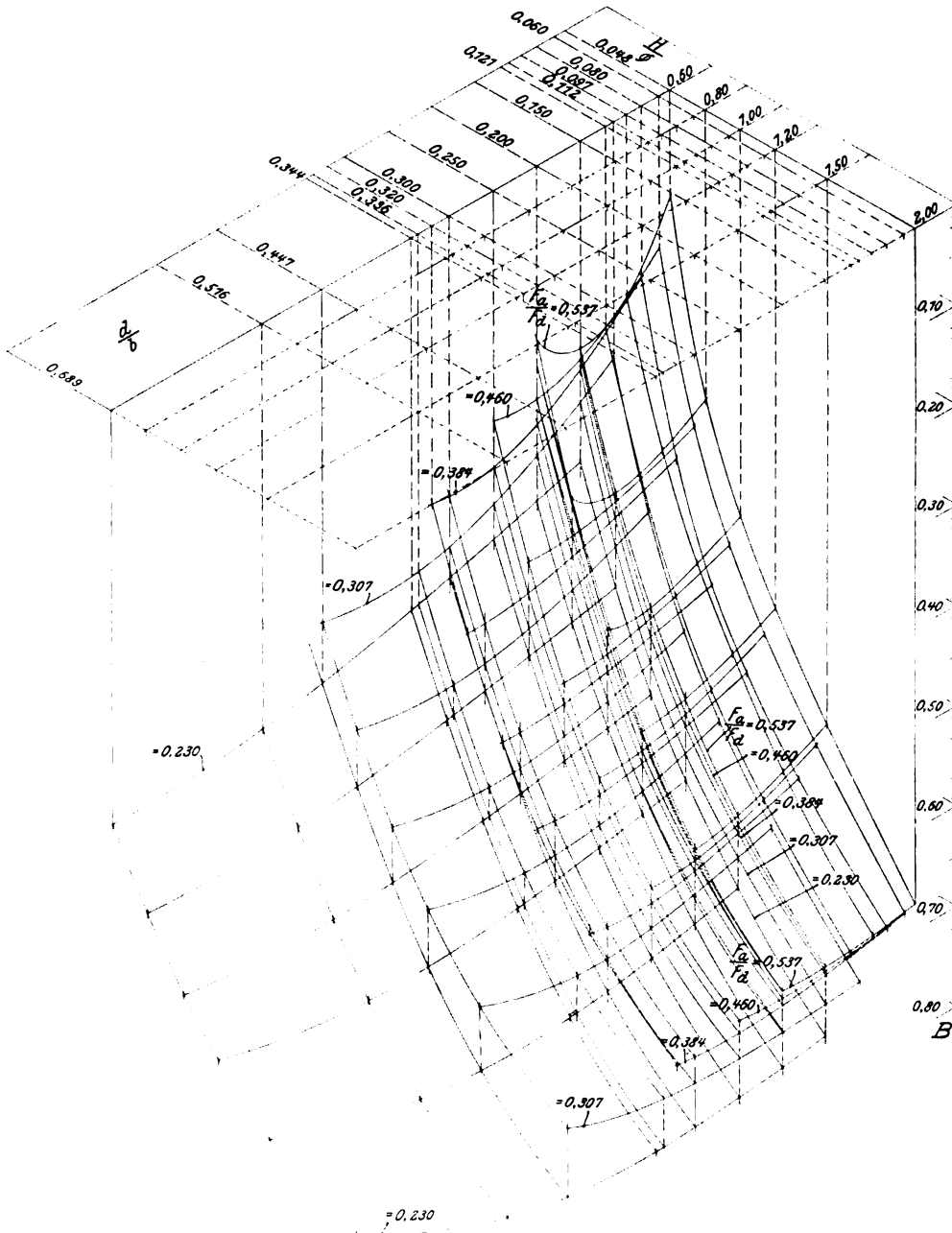


Fig. 40.

4. $(A-B) \cdot (C + D) = (M)$ für $s = 1$; Tab. X
 5. $A \cdot C = (M)$ für $s = 0$; Tab. XI
 6. $\frac{C}{D} = -s$ für $(M) = 0$; Tab. XII

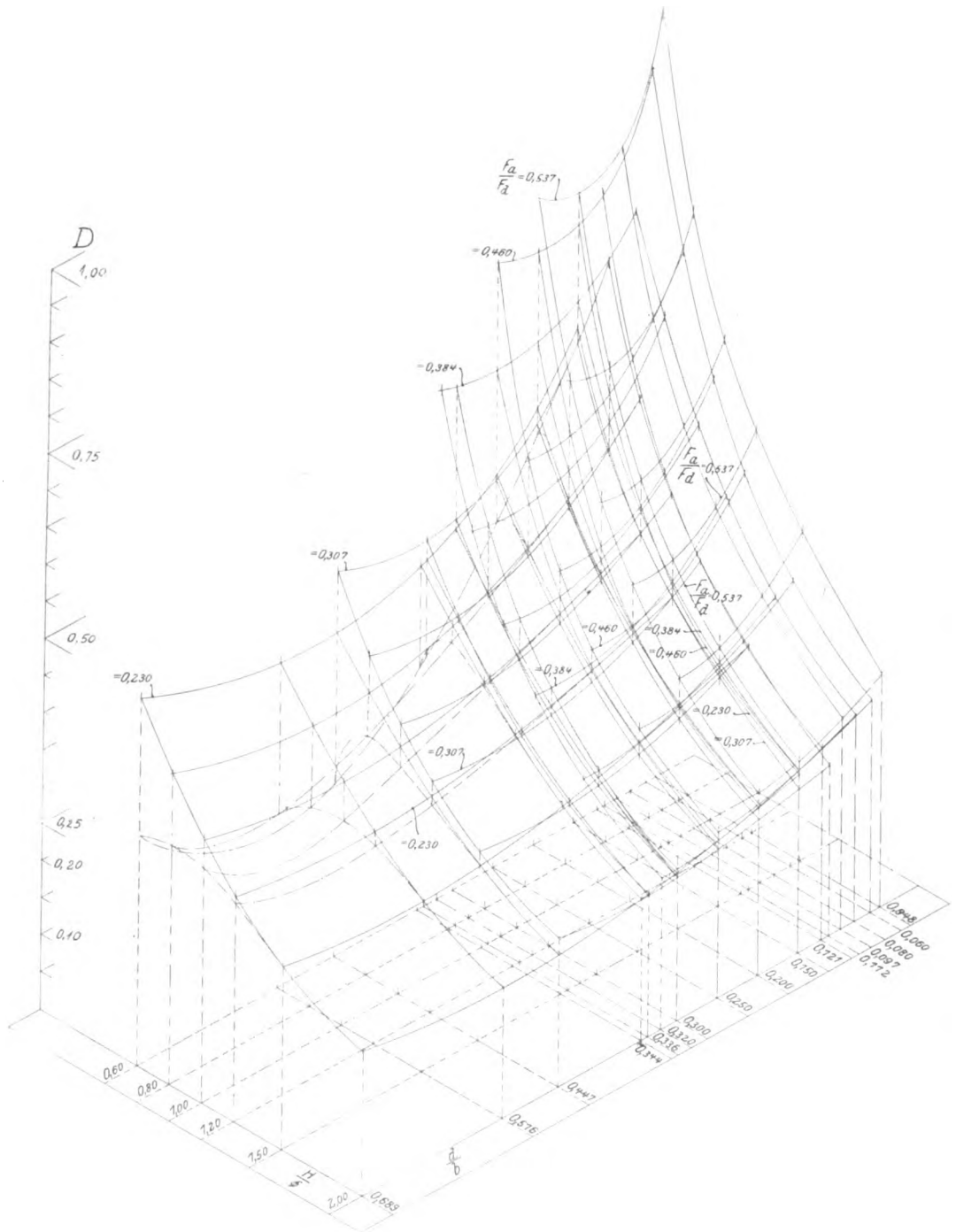


Fig. 41.

(A - B)² = (S) für s = 1

Tabelle VII.

H	F _{1a}	F ₁	d/b	0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,060 0,080 0,100 0,120 0,140 0,160	0,080 0,100 0,120 0,140 0,160 0,180	0,097 0,117 0,137 0,157 0,177 0,197	0,112 0,132 0,152 0,172 0,192 0,212	0,121 0,141 0,161 0,181 0,201 0,221	0,150 0,170 0,190 0,210 0,230 0,250	0,200 0,220 0,240 0,260 0,280 0,300	0,250 0,270 0,290 0,310 0,330 0,350	0,300 0,320 0,340 0,360 0,380 0,400	0,320 0,340 0,360 0,380 0,400 0,420	0,336 0,352 0,368 0,384 0,400 0,416	0,344 0,360 0,376 0,392 0,408 0,424	0,447 0,463 0,479 0,495 0,511 0,527	0,516 0,532 0,548 0,564 0,580 0,596	0,689 0,705 0,721 0,737 0,753 0,769
0,8	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,060 0,080 0,100 0,120 0,140 0,160	0,080 0,100 0,120 0,140 0,160 0,180	0,097 0,117 0,137 0,157 0,177 0,197	0,112 0,132 0,152 0,172 0,192 0,212	0,121 0,141 0,161 0,181 0,201 0,221	0,150 0,170 0,190 0,210 0,230 0,250	0,200 0,220 0,240 0,260 0,280 0,300	0,250 0,270 0,290 0,310 0,330 0,350	0,300 0,320 0,340 0,360 0,380 0,400	0,320 0,340 0,360 0,380 0,400 0,420	0,336 0,352 0,368 0,384 0,400 0,416	0,344 0,360 0,376 0,392 0,408 0,424	0,447 0,463 0,479 0,495 0,511 0,527	0,516 0,532 0,548 0,564 0,580 0,596	0,689 0,705 0,721 0,737 0,753 0,769
1,0	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,060 0,080 0,100 0,120 0,140 0,160	0,080 0,100 0,120 0,140 0,160 0,180	0,097 0,117 0,137 0,157 0,177 0,197	0,112 0,132 0,152 0,172 0,192 0,212	0,121 0,141 0,161 0,181 0,201 0,221	0,150 0,170 0,190 0,210 0,230 0,250	0,200 0,220 0,240 0,260 0,280 0,300	0,250 0,270 0,290 0,310 0,330 0,350	0,300 0,320 0,340 0,360 0,380 0,400	0,320 0,340 0,360 0,380 0,400 0,420	0,336 0,352 0,368 0,384 0,400 0,416	0,344 0,360 0,376 0,392 0,408 0,424	0,447 0,463 0,479 0,495 0,511 0,527	0,516 0,532 0,548 0,564 0,580 0,596	0,689 0,705 0,721 0,737 0,753 0,769
1,2	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,060 0,080 0,100 0,120 0,140 0,160	0,080 0,100 0,120 0,140 0,160 0,180	0,097 0,117 0,137 0,157 0,177 0,197	0,112 0,132 0,152 0,172 0,192 0,212	0,121 0,141 0,161 0,181 0,201 0,221	0,150 0,170 0,190 0,210 0,230 0,250	0,200 0,220 0,240 0,260 0,280 0,300	0,250 0,270 0,290 0,310 0,330 0,350	0,300 0,320 0,340 0,360 0,380 0,400	0,320 0,340 0,360 0,380 0,400 0,420	0,336 0,352 0,368 0,384 0,400 0,416	0,344 0,360 0,376 0,392 0,408 0,424	0,447 0,463 0,479 0,495 0,511 0,527	0,516 0,532 0,548 0,564 0,580 0,596	0,689 0,705 0,721 0,737 0,753 0,769
1,5	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,060 0,080 0,100 0,120 0,140 0,160	0,080 0,100 0,120 0,140 0,160 0,180	0,097 0,117 0,137 0,157 0,177 0,197	0,112 0,132 0,152 0,172 0,192 0,212	0,121 0,141 0,161 0,181 0,201 0,221	0,150 0,170 0,190 0,210 0,230 0,250	0,200 0,220 0,240 0,260 0,280 0,300	0,250 0,270 0,290 0,310 0,330 0,350	0,300 0,320 0,340 0,360 0,380 0,400	0,320 0,340 0,360 0,380 0,400 0,420	0,336 0,352 0,368 0,384 0,400 0,416	0,344 0,360 0,376 0,392 0,408 0,424	0,447 0,463 0,479 0,495 0,511 0,527	0,516 0,532 0,548 0,564 0,580 0,596	0,689 0,705 0,721 0,737 0,753 0,769
2,0	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,230 0,307 0,384 0,460 0,537	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,048 0,060 0,080 0,097 0,112 0,121	0,060 0,080 0,100 0,120 0,140 0,160	0,080 0,100 0,120 0,140 0,160 0,180	0,097 0,117 0,137 0,157 0,177 0,197	0,112 0,132 0,152 0,172 0,192 0,212	0,121 0,141 0,161 0,181 0,201 0,221	0,150 0,170 0,190 0,210 0,230 0,250	0,200 0,220 0,240 0,260 0,280 0,300	0,250 0,270 0,290 0,310 0,330 0,350	0,300 0,320 0,340 0,360 0,380 0,400	0,320 0,340 0,360 0,380 0,400 0,420	0,336 0,352 0,368 0,384 0,400 0,416	0,344 0,360 0,376 0,392 0,408 0,424	0,447 0,463 0,479 0,495 0,511 0,527	0,516 0,532 0,548 0,564 0,580 0,596	0,689 0,705 0,721 0,737 0,753 0,769

Tabelle VIII.

A · (A - t) = (S) für s = 0

H D	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	0,1481	.	0,2085	0,2317	0,2600	0,2875	.	0,3050	0,3140	0,3470	0,3640	0,3875
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,1705	0,2018	0,2330	0,2620	.	0,2806	.	0,3225	.	.
	0,384	.	.	0,1051	.	.	.	0,1437	0,1757	0,2104	0,2380	0,2583	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0876	.	.	0,1172	.	0,1344	0,1686	0,2030	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0586	.	.	0,0900	.	0,1235	0,1531	.	.	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,230	.	.	.	.	0,0970	.	0,1257	0,1386	0,1532	0,1693	.	0,1804	0,1830	0,2139	0,2290	0,2470
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,1100	0,1289	0,1475	0,1647	.	0,1765	.	0,2122	.	.
	0,384	.	.	0,0743	.	.	0,0795	0,0988	0,1202	0,1450	0,1705	0,1798	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0580	.	.	.	.	0,0916	0,1166	0,1425	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0384	.	.	0,0608	.	0,0858	0,1088	.	.	.	.	.	.	.	.	.
1,0	0,230	.	.	.	.	0,0642	.	0,0778	0,0882	0,0994	0,1112	.	0,1202	0,1216	0,1425	0,1525	0,1532
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,0716	0,0836	0,0970	0,1100	.	0,1185	.	0,1356	.	.
	0,384	.	.	0,0503	.	.	.	0,0633	0,0853	0,1016	0,1184	0,1239	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0368	.	.	.	0,0558	0,0670	0,0864	0,1046	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0262	.	.	0,0432	.	0,0614	0,0789	.	.	.	.	.	.	.	.	.
1,2	0,230	.	.	.	.	0,0427	.	0,0558	0,0625	0,0709	0,0795	.	0,0848	0,0905	0,1023	0,0982	0,993
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,0503	0,0614	0,0726	0,0824	.	0,0888	.	0,0982	.	.
	0,384	.	.	0,0309	.	.	.	0,0493	0,0614	0,0765	0,0871	0,0916	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0230	.	.	.	0,0389	0,0476	0,0608	0,0765	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0120	.	.	0,0315	.	0,0470	0,0608	.	.	.	.	.	.	.	.	.
1,5	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0357	0,0405	0,0465	0,0536	.	0,0580	0,0625	0,0692	0,0710	0,0542
	0,307	.	.	.	.	0,0235	.	0,0341	0,0400	0,0498	0,0575	.	0,0619	.	0,0659	.	.
	0,384	.	.	0,0132	.	.	.	0,0331	0,0427	0,0531	0,0608	0,0625	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0122	.	.	.	0,0267	0,0309	0,0443	0,0514	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0111	.	.	0,0220	.	0,0309	0,0427	.	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	0,0116	.	0,0173	0,0204	0,0246	0,0283	.	0,0309	0,0315	0,0378	0,0384	0,0220
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,0173	0,0220	0,0272	0,0314	.	0,0341	.	0,0357	.	.
	0,384	.	.	0,0055	.	.	0,0147	0,0152	0,0246	0,0304	0,0356	0,0362	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0060	.	.	.	.	0,0183	0,0256	0,0320	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0045	.	.	0,0106	.	.	0,0173	0,0256	.	.	.	.	.	.	.	.

Tabelle IX.

$$\frac{A-1}{1-B} = -s \text{ für } (S) = 0$$

H	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	0,1715	.	0,2560	0,2915	0,3282	0,3765	.	0,3800	0,3990	0,4492	0,4760	0,5098
	0,307	.	.	0,1156	.	.	.	0,2010	0,2417	0,2836	0,3220	0,2950	0,3445	.	0,3771	.	.
	0,384	.	0,0954	.	.	.	0,1327	0,1651	0,2056	0,2462	0,3195	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0620	.	.	0,1014	.	.	0,1533	0,1914	0,2249	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	.	.	.	.	.	.	0,1400	0,1633	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	0,1411	.	0,1970	0,2186	0,2433	0,2700	.	0,2805	0,2939	0,3460	0,3716	0,3960
	0,307	.	.	0,1040	.	.	.	0,1625	0,1932	0,2240	0,2510	0,2535	0,2690	.	0,2975	.	.
	0,384	.	0,0798	.	.	.	0,1105	0,1405	0,1720	0,2080	0,2420	.	.	.	.	.	.
1,0	0,460	0,0520	.	.	0,0840	.	.	0,1280	0,1620	0,1946	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	0,1188	0,1436	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	0,1139	.	0,1488	0,1700	0,1931	0,2182	.	0,2370	0,2415	0,2831	0,3060	0,2961
	0,307	.	.	0,0854	.	.	.	0,1293	0,1530	0,1798	0,2055	0,2130	0,2199	.	0,2408	.	.
1,2	0,384	.	0,0600	.	.	.	0,0928	0,1119	0,1446	0,1738	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0416	.	.	0,0702	.	.	0,1010	0,1274	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	0,1256	0,1431	0,1650	0,1874	.	0,2039	0,2140	0,2441	0,2350	0,2220
	0,230	.	.	.	.	0,0888	.	0,1071	0,1330	0,1595	0,1816	0,1848	0,1946	.	0,2045	.	.
1,5	0,307	.	0,0431	.	.	.	0,0754	0,0992	0,1255	0,1542	0,1765	.	.	.	.	.	.
	0,384	.	.	.	0,0586	.	.	0,0835	0,1207	0,1490	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0332	.	.	.	.	.	0,0895	0,1161	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	0,1002	0,1175	0,1390	0,1625	.	0,1774	0,1901	0,2117	0,2123	0,1430
2,0	0,230	.	.	.	.	0,0599	.	0,0883	0,1064	0,1350	0,1570	0,1552	0,1680	.	0,1666	.	.
	0,307	.	0,0311	.	.	.	0,0624	0,0804	0,1065	0,1335	0,1516	.	.	.	.	.	.
	0,384	.	0,0272	.	.	.	.	0,0738	0,1073	0,1250	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0242	.	.	0,0497	.	.	0,0722	0,0986	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,537	.	.	.	.	.	.	0,0694	0,0841	0,1030	0,1206	.	0,1326	0,1349	0,1580	0,1516	0,0683
	0,230	.	.	.	.	0,0411	.	0,0614	0,0788	0,0975	0,1120	0,1166	0,1204	.	0,1150	.	.
	0,307	.	.	0,0173	.	.	0,0464	0,0490	0,0800	0,0994	0,1124	.	.	.	.	.	.
	0,384	.	0,0186	.	.	.	.	0,0581	0,0815	0,1000	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,460	0,0138	.	.	0,0328	.	.	0,0542	0,0797	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Tabelle X.

(A - B) · (C + D) = (M) für s = 1

$\frac{H}{D}$	$\frac{F_a}{F_d}$	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	.	.	0,805	0,736	0,771	0,766	.	0,784	0,790	0,827	0,859	0,958
	0,307	.	.	.	.	0,859	.	0,806	0,776	0,774	0,856	.	0,816	.	0,940	.	.
	0,384	.	.	0,903	.	.	.	0,857	0,874	0,916	1,008	1,013	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,019	.	0,922	.	0,942	0,986	1,084	1,080	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	1,108	.	.	.	.	.	0,979	1,084	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,464	0,459	0,457	0,461	.	0,465	0,467	0,489	0,506	0,558
	0,307	.	.	.	.	0,512	.	0,493	0,476	0,480	0,492	.	0,505	.	0,541	.	.
	0,384	.	.	0,581	.	.	0,575	0,533	0,539	0,556	0,584	0,595	.	.	.	.	.
1,0	0,460	.	0,631	.	.	.	.	0,568	0,581	0,608	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,652	.	.	0,572	.	.	0,596	0,666	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,301	0,300	0,297	0,297	.	0,300	0,300	0,306	0,312	0,338
	0,307	.	.	.	.	0,329	.	0,318	0,312	0,307	0,309	.	0,314	.	0,314	.	.
1,2	0,384	.	.	0,375	.	.	.	0,351	0,346	0,352	0,370	0,379	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,383	.	.	0,375	.	0,369	0,369	0,382	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,446	.	.	0,400	.	.	0,392	0,412	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,215	0,209	0,205	0,203	.	0,202	0,203	0,204	0,204	0,223
1,5	0,307	.	.	0,270	.	0,234	.	0,223	0,215	0,220	0,212	.	0,216	.	0,237	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	.	0,246	0,238	0,241	0,250	0,257	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,291	.	.	.	0,261	0,250	0,250	0,260	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,327	.	.	.	0,288	.	0,278	0,287	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,139	0,131	0,126	0,122	.	0,122	0,122	0,122	0,123	0,134
	0,307	.	.	.	.	0,152	.	0,145	0,135	0,134	0,134	.	0,136	.	0,151	.	.
	0,384	.	.	0,173	.	.	.	0,162	0,156	0,154	0,156	0,157	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,187	.	.	.	0,171	0,164	0,163	0,166	.	.	.	.	.	.	.
2,5	0,537	0,219	.	.	0,193	.	.	0,180	0,181	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	0,095	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
3,0	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
4,0	0,384	.	.	0,095	.	.	.	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
5,0	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
6,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	0,095	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
7,0	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
8,0	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
9,0	0,384	.	.	0,095	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
10,0	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
11,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
12,0	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
13,0	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
14,0	0,384	.	.	0,095	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
15,0	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
16,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
17,0	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
18,0	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
19,0	0,384	.	.	0,095	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,070	0,067	0,065	0,062	.	0,061	0,062	0,062	0,065	0,076
20,0	0,307	.	.	.	.	0,076	.	0,074	0,073	0,074	0,074	0,089	0,076	.	0,086	.	.
	0,384	.	.	.	.	.	0,094	0,090	0,088	0,087	0,088	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,099	.	.	.	.	0,093	0,093	0,095	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,108	.	.	0,086	.	.	0,099	0,098	.	.	.	.	.	.		

Tabelle XI.

A. C = (M) für s = 0

H D	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	.	.	0,3206	0,3785	0,4350	0,4920	.	0,5330	0,5420	0,6390	0,6902	0,7610
	0,307	.	.	.	.	0,2522	.	0,2975	0,3610	0,4210	0,4790	.	0,5175	.	0,6075	.	.
	0,384	.	0,1751	0,2061	.	.	0,2324	0,2820	0,3411	0,4020	0,4685	0,4790	.	.	.	.	.
	0,460	.	.	.	0,2059	.	.	0,2610	0,3200	0,3825	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,1273	.	.	.	.	.	0,2555	0,3315	.	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1591	0,1943	0,2328	0,2709	.	0,2971	0,3035	0,3686	0,3980	0,4255
	0,307	.	.	.	.	0,1503	.	0,1750	0,2075	0,2556	0,2985	.	0,3240	.	0,3365	.	.
	0,384	.	0,1283	.	.	.	0,1492	0,1724	0,2184	0,2572	0,2850	0,2901	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,1097	.	0,1280	.	.	0,1702	0,2100	0,2321	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0851	.	.	.	.	.	0,1685	0,2120	.	.	.	.	.	.	.	.
1,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1040	0,1266	0,1473	0,1696	.	0,1850	0,1878	0,2243	0,2392	0,2463
	0,307	.	.	.	.	0,0902	.	0,1089	0,1347	0,1580	0,1792	.	0,1849	.	0,2130	.	.
	0,384	.	0,0653	0,0713	.	.	0,0990	0,1107	0,1381	0,1629	0,1860	0,1935	.	.	.	.	.
	0,460	.	.	.	0,0792	.	.	0,1159	0,1393	0,1545	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0574	.	.	.	.	.	0,1121	0,1277	.	.	.	.	.	.	.	.
1,2	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0759	0,0879	0,1003	0,1139	.	0,1241	0,1267	0,1497	0,1580	0,1550
	0,307	.	.	.	.	0,0604	.	0,0745	0,0910	0,1079	0,1228	.	0,1320	.	0,1481	.	.
	0,384	.	0,0420	0,0412	.	.	0,0654	0,0734	0,0932	0,1114	0,1265	0,1322	.	.	.	.	.
	0,460	.	.	.	0,0546	.	.	0,0784	0,1005	0,1146	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0407	.	.	.	.	.	0,0794	0,0963	.	.	.	.	.	.	.	.
1,5	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0517	0,0561	0,0648	0,0736	.	0,0802	0,0816	0,0959	0,1013	0,0810
	0,307	.	.	.	.	0,0368	.	0,0475	0,0540	0,0712	0,0833	.	0,0890	.	0,0978	.	.
	0,384	.	0,0243	.	.	.	0,0452	0,0496	0,0666	0,0788	0,0867	0,0880	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0253	.	0,0378	.	.	0,0546	0,0698	0,0808	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0253	.	.	.	.	.	0,0557	0,0698	.	.	.	.	.	.	.	.
2,7	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0244	0,0316	0,0389	0,0452	.	0,0495	0,0505	0,0550	0,0540	0,0286
	0,307	.	.	.	.	0,0293	.	0,0275	0,0368	0,0452	0,0516	.	0,0558	.	0,0558	.	.
	0,384	.	0,0151	.	.	.	0,0294	0,0325	0,0440	0,0536	0,0610	0,0632	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,0141	.	0,0263	.	.	0,0367	0,0482	0,0568	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0121	.	.	.	.	.	0,0387	0,0420	.	.	.	.	.	.	.	.

$\frac{C}{D} = -s$ für $(M) = 0$

Tabelle XII.

H D	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	.	.	0,4075	0,5355	0,6740	0,7980	.	0,9160	0,9315	1,1480	1,2270	1,1806
	0,307	.	.	.	.	0,3025	.	0,3985	0,5402	0,6702	0,6884	.	0,8505	.	0,9285	.	.
	0,384	.	.	0,2390	.	.	0,2530	0,3550	0,4351	0,5070	0,5600	0,5736	.	.	.	.	.
	0,460	0,1678	.	.	0,2152	.	.	0,2880	0,3480	0,3980	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	0,1190	.	.	.	.	.	0,2699	0,2880	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,2685	0,3505	0,4480	0,5395	.	0,6250	0,6413	0,8180	0,8820	0,8406
	0,307	.	.	.	.	0,2400	.	0,3000	0,3865	0,5065	0,6140	.	0,6735	.	0,6655	.	.
	0,384	.	.	0,1797	.	.	0,2190	0,2784	0,3720	0,4415	0,4790	0,4805	.	.	.	.	.
1,0	0,460	0,1399	.	.	.	.	.	0,2595	0,3290	0,3575	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,1040	.	.	0,1789	.	.	0,2438	0,2956	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,2199	0,2803	0,3430	0,4136	.	0,4625	0,4715	0,5965	0,6421	0,6115
	0,307	.	.	.	.	0,1805	.	0,2311	0,3060	0,3819	0,4498	.	0,4830	.	0,5227	.	.
1,2	0,384	.	.	0,1245	.	.	0,1852	0,2208	0,2943	0,3570	0,4025	0,4120	.	.	.	.	.
	0,460	0,1055	.	.	.	.	.	0,2271	0,2845	0,3125	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0874	.	.	0,1370	.	.	0,2063	0,2316	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1895	0,2299	0,2756	0,3250	.	0,3652	0,3746	0,4705	0,5065	0,4677
1,5	0,307	.	.	.	.	0,1424	.	0,1869	0,2460	0,3098	0,3650	.	0,3985	.	0,4370	.	.
	0,384	.	.	0,0842	.	.	0,1487	0,1740	0,2379	0,2951	0,3357	0,3476	.	.	.	.	.
	0,460	0,0831	.	.	.	.	.	0,1899	0,2550	0,2882	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0734	.	.	0,1128	.	.	0,1762	0,2130	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1575	0,1815	0,2205	0,2643	.	0,2967	0,3038	0,3811	0,4131	0,3113
	0,307	.	.	.	.	0,1095	.	0,1483	0,1834	0,2554	0,3100	.	0,3361	.	0,3610	.	.
	0,384	.	.	0,0638	.	.	0,1125	0,1455	0,2125	0,2645	0,2985	0,3020	.	.	.	.	.
	0,460	0,0648	.	.	.	.	0,1289	0,1645	0,2206	0,2568	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,537	0,0562	.	.	0,0956	.	.	0,1544	0,1986	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0996	0,1370	0,1778	0,2200	.	0,2525	0,2561	0,2968	0,2931	0,1498
	0,307	.	.	.	.	0,1254	.	0,1213	0,1704	0,2186	0,2600	.	0,2790	.	0,2669	.	.
	0,384	.	.	0,0536	.	.	0,1125	0,1292	0,1890	0,2435	0,2880	0,2977	.	.	.	.	.
2,0	0,460	0,0487	.	.	.	.	.	0,1455	0,2020	0,2460	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0381	.	.	0,0913	.	.	0,1461	0,1656	.	.	.	.	.	.	.	.

$$t = \frac{H'}{H} = \frac{C \cdot B}{D} + A$$

Tabelle XIII.

H ∅	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	1,2025	.	1,3044	1,3728	1,4485	1,5370	.	1,5860	1,5965	1,7235	1,7790	1,7873
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,2525	1,3277	1,4042	1,4425	.	1,5051	.	1,5535	.	.
	0,384	.	.	1,1367	.	.	.	1,2085	1,2648	1,3180	1,3870	1,3725	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,1062	.	.	1,1568	1,1825	1,2278	1,2646	.	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	1,0680	.	.	1,1222	.	1,1668	1,1848	1,1848	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	1,1778	.	1,2275	1,2760	1,3280	1,3975	.	1,4440	1,4540	1,5706	1,6180	1,6098
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,2153	1,2709	1,3418	1,4055	.	1,4330	.	1,4520	.	.
	0,384	.	.	1,1292	.	.	.	1,1897	1,2453	1,2973	1,3335	1,3415	.	.	.	.	.
1,0	0,460	.	1,0984	.	.	1,1464	1,1727	1,2203	1,2517	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0669	.	.	1,1139	.	1,1602	1,1911	1,1911	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	1,1451	.	1,1852	1,2275	1,2725	1,3230	.	1,3592	1,3659	1,4562	1,4915	1,4675
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,1785	1,2286	1,2818	1,3305	1,3073	1,3547	.	1,3805	.	.
1,2	0,384	.	.	1,1025	.	1,1324	1,1655	1,2158	1,2615	1,2985	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0785	.	.	.	1,1623	1,2070	1,2365	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0592	.	.	1,1074	.	1,1459	1,1715	1,1715	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	1,1178	.	1,1625	1,1941	1,2310	1,2705	.	1,3022	1,3120	1,3838	1,4030	1,3667
1,5	0,307	.	.	1,0727	.	.	.	1,1511	1,1967	1,2458	1,2878	.	1,3128	.	1,3347	.	.
	0,384	.	.	.	.	1,1122	1,1423	1,1858	1,2305	1,2630	1,2730	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0622	.	.	.	1,1326	1,1912	1,2225	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0516	.	.	1,0845	.	1,1651	1,1651	.	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	1,0905	.	1,1378	1,1602	1,1940	1,2323	.	1,2595	1,2683	1,3290	1,3501	1,2505
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,1259	1,1555	1,2140	1,2568	1,2460	1,2777	.	1,2887	.	.
	0,384	.	.	1,0501	.	1,1012	1,1196	1,1715	1,2149	1,2425	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0481	.	.	.	1,1274	1,1757	1,2050	.	.	.	.	.	.	.	.
2,5	0,537	1,0416	.	.	1,0757	.	1,1202	1,1589	1,1589	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	1,1018	.	1,0922	1,1245	1,1603	1,1973	.	1,2255	1,2388	1,2645	1,2585	1,1193
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,1048	1,1453	1,1857	1,2195	1,2432	1,2353	.	1,2512	.	.
	0,384	.	.	1,0420	.	1,0919	1,1184	1,1563	1,2005	1,2355	.	.	.	.	.	.	.
3,0	0,460	.	1,0390	.	.	.	1,1184	1,1650	1,2005	1,2355	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,0302	.	.	1,0725	.	1,1172	1,1387	1,1387	.	.	.	.	.	.	.	.

$$\operatorname{tg} \varphi = u = \sqrt{\frac{A \cdot D}{B}} + C$$
 Tabelle XIV.

H d	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	1,9370	.	1,6525	1,5575	1,4870	1,4200	.	1,4150	1,4150	1,3850	1,3900	1,4640
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,7675	1,6210	1,5370	1,5025	.	1,4865	.	1,5400	.	.
	0,384	.	.	2,2950	.	.	.	1,9325	1,8260	1,7875	1,8350	1,8440	.	.	.	.	.
	0,460	.	2,6680	.	2,3350	2,1860	2,0950	2,0580	2,1220	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	3,3760	.	.	.	.	.	2,1940	2,4470	.	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,230	.	.	.	.	1,3525	.	1,2385	1,2040	1,1685	1,1485	.	1,1350	1,1350	1,1215	1,1270	1,1840
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,2950	1,2335	1,1980	1,1850	.	1,1790	.	1,2210	.	.
	0,384	.	1,5075	.	.	.	1,4830	1,3775	1,3390	1,3240	1,3375	1,3460	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,6225	.	1,5470	.	.	1,4450	1,4210	1,4350	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,7090	.	.	.	.	.	1,4975	1,5800	.	.	.	.	.	.	.	.
1,0	0,230	.	.	.	.	1,0725	.	1,0100	0,9920	0,9730	0,9580	.	0,9530	0,9510	0,9380	0,9360	0,9790
	0,307	.	.	.	.	.	.	1,0390	1,0075	0,9825	0,9700	.	0,9700	.	1,0050	.	.
	0,384	.	1,1725	.	.	.	1,1575	1,0995	1,0655	1,0560	1,0670	1,0770	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,2555	.	1,2270	.	.	1,1305	1,1075	1,1120	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,3265	.	.	.	.	.	1,1755	1,1940	.	.	.	.	.	.	.	.
1,2	0,230	.	.	.	.	0,9190	.	0,8743	0,8570	0,8385	0,8280	.	0,8210	0,8200	0,8090	0,8070	0,8390
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,8900	0,8620	0,8410	0,8340	.	0,8335	.	0,8613	.	.
	0,384	.	1,0030	.	.	.	0,9690	0,9335	0,9055	0,8940	0,9000	0,9105	.	.	.	.	.
	0,460	.	1,0475	.	1,0325	.	.	0,9410	0,9200	0,9280	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	1,1180	.	.	.	.	.	0,9320	0,9930	.	.	.	.	.	.	.	.
1,5	0,230	.	.	.	.	0,7630	.	0,7420	0,7190	0,7040	0,6900	.	0,6840	0,6800	0,6733	0,6730	0,6953
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,7490	0,7170	0,7065	0,7055	.	0,7000	.	0,7235	.	.
	0,384	.	0,8243	.	.	.	0,8030	0,7833	0,7580	0,7450	0,7420	0,7435	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,8520	.	0,8570	.	.	0,7834	0,7690	0,7710	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,9227	.	.	.	.	.	0,8190	0,8120	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	0,5950	.	0,5907	0,5770	0,5685	0,5569	.	0,5473	0,5550	0,5420	0,5440	0,5665
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,5830	0,5773	0,5725	0,5680	.	0,5740	.	0,5945	.	.
	0,384	.	0,6543	.	.	.	0,6400	0,6277	0,6192	0,6040	0,6010	0,6033	.	.	.	.	.
	0,460	.	0,6640	.	.	.	.	0,6330	0,6250	0,6240	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,6940	.	.	0,6708	.	.	0,6510	0,6410	.	.	.	.	.	.	.	.

$\pi \lg \varphi = \frac{H'}{\varphi'}$

Tabelle XV.

H D	d/b														
	F _a F _d	0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447
0,60	0,230	.	.	.	.	1,950	.	2,480	2,770	3,060	3,396	.	3,520	3,545	3,530
	0,307	.	.	1,557	.	.	.	2,257	2,573	2,870	2,863	2,338	3,180	.	3,070
	0,384	.	1,325	.	.	.	1,662	1,965	2,175	2,318	2,375	.	.	.	.
	0,461	0,998	.	.	1,510	.	.	1,773	1,873	1,872	.	.	.	.	.
0,80	0,537	.	.	.	.	.	.	1,672	1,521	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	2,735	.	3,113	3,330	3,570	3,208	.	3,998	4,025	4,400
	0,307	.	.	2,353	.	.	.	2,948	3,236	3,520	3,200	3,192	3,820	.	3,735
	0,384	.	2,126	.	.	.	2,427	2,713	2,923	3,077	3,134	.	.	.	.
1,00	0,460	1,961	.	.	2,263	.	.	2,550	2,697	2,740	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	2,443	2,366	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	3,356	.	3,687	3,890	4,110	4,340	.	4,480	4,513	5,043
	0,307	.	.	2,955	.	.	.	3,564	3,830	4,100	4,310	3,813	4,387	.	4,315
1,20	0,384	.	2,696	.	2,834	.	2,445	3,331	3,583	3,751	3,820	.	.	.	.
	0,460	2,510	.	.	.	.	.	3,200	3,424	3,493	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	3,063	3,084	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	3,823	.	4,176	4,380	4,610	4,825	.	4,985	5,027	5,378
1,50	0,307	.	.	3,360	.	.	.	4,061	4,303	4,653	4,855	4,408	4,950	.	4,867
	0,384	.	3,186	.	.	.	3,607	3,831	4,115	4,325	4,410	.	.	.	.
	0,460	2,954	.	.	3,300	.	.	3,815	4,068	4,140	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	3,590	3,688	.	.	.	.	.	.
2,00	0,230	.	.	.	.	4,490	.	4,816	5,070	5,328	5,610	.	5,790	5,840	6,200
	0,307	.	.	4,013	.	.	.	4,738	5,063	5,400	5,600	5,264	5,735	.	5,600
	0,384	.	3,865	.	.	.	4,310	4,490	4,858	5,122	5,263	.	.	.	.
	0,460	3,547	.	.	3,942	.	.	4,523	4,805	4,910	.	.	.	.	.
2,00	0,537	.	.	.	.	.	.	4,298	4,486	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	5,909	.	5,810	6,117	6,410	6,755	.	7,020	7,010	7,332
	0,307	.	.	5,003	.	.	5,360	5,953	6,235	6,510	6,750	6,473	6,760	.	6,455
	0,384	.	4,915	.	.	.	.	5,530	5,861	6,245	6,460	.	.	.	.
2,00	0,460	.	.	.	5,020	.	.	5,552	5,853	6,045	.	.	.	.	.
	0,537	4,670	.	.	.	.	.	5,392	5,582	.	.	.	.	.	.

Tabelle XVI.

$$\frac{H'}{\varnothing} : \frac{H}{\varnothing}$$

H ϕ	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,60	0,230	.	.	.	.	3,250	.	4,132	4,615	5,100	5,500	.	5,865	5,908	5,880	6,700	6,390
	0,307	.	.	2,594	.	.	.	3,710	4,290	4,781	4,770	3,895	5,300	.	5,115	.	.
	0,384	.	2,042	.	2,518	2,770	.	3,275	3,625	3,862	3,960	.	.	.	.	.	.
	0,460	1,663	.	.	.	.	.	2,956	3,122	3,120	.	.	.	.	.	.	.
0,80	0,230	.	.	.	.	3,420	.	3,892	4,162	4,462	4,010	.	4,995	5,031	5,500	5,636	4,812
	0,307	.	.	2,940	.	.	.	3,684	4,044	4,400	4,000	3,915	4,775	.	4,670	.	.
	0,384	.	2,658	.	2,830	3,034	.	3,390	3,654	3,845	3,920	.	.	.	.	.	.
	0,460	2,451	.	.	.	.	.	3,188	3,371	3,425	.	.	.	.	.	.	.
1,00	0,230	.	.	.	2,834	.	.	3,687	3,890	4,110	4,340	.	4,450	4,513	5,043	5,010	4,710
	0,307	.	.	2,955	.	3,356	.	3,564	3,830	4,100	4,310	3,813	4,387	.	4,315	.	.
	0,384	.	2,696	.	2,834	2,445	.	3,331	3,583	3,751	3,820	.	.	.	.	.	.
	0,460	2,510	.	.	.	.	.	3,424	3,493	3,493	.	.	.	.	.	.	.
1,20	0,230	.	.	.	2,750	.	.	3,480	3,650	3,840	4,020	.	4,152	4,190	4,480	4,550	4,265
	0,307	.	.	2,800	.	3,185	.	3,385	3,612	3,878	4,045	3,670	4,125	.	4,055	.	.
	0,384	.	2,654	.	2,750	3,008	.	3,192	3,430	3,604	3,675	.	.	.	.	.	.
	0,460	2,461	.	.	.	.	.	2,991	3,072	3,450	.	.	.	.	.	.	.
1,50	0,230	.	.	.	2,629	.	.	3,210	3,380	3,552	3,740	.	3,860	3,893	4,135	4,205	3,765
	0,307	.	.	2,675	.	2,995	.	3,160	3,375	3,600	3,732	3,510	3,824	.	3,734	.	.
	0,384	.	2,578	.	.	2,871	.	2,992	3,240	3,415	3,510	.	.	.	.	.	.
	0,460	2,365	.	.	2,629	.	.	3,017	3,203	3,272	.	.	.	.	.	.	.
2,00	0,230	.	.	.	2,510	.	.	2,905	3,059	3,245	3,378	.	3,510	3,505	3,666	3,640	3,605
	0,307	.	.	2,502	.	2,955	.	2,977	3,118	3,255	3,375	3,237	3,380	.	3,228	.	.
	0,384	.	2,458	.	.	2,680	.	2,765	2,931	3,123	3,230	.	.	.	.	.	.
	0,460	2,335	.	.	2,510	.	.	2,776	2,927	3,023	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	2,696	2,791	.	.	.	.	.	.	.	.

$$\eta_{\text{maximum}} = \frac{[(A-1) + (1-B) \cdot s] \cdot (1-s)}{C+D \cdot s} \quad \text{für } s = -\frac{C \pm \frac{1}{D} \sqrt{(C+D) \cdot (C \cdot (1-B) - D \cdot (A-1))}}{1-B}$$

Tab. XVII.

H D	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	.	.	0,645	0,633	0,614	0,593	.	0,577	0,574	0,543	0,529	0,508
	0,307	.	.	.	.	0,618	.	0,614	0,604	0,590	0,576	.	0,563	.	0,529	.	.
	0,384	.	0,588	.	.	.	0,565	0,587	0,580	0,570	0,555	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,564	.	.	.	.	0,544	0,564	0,559	0,552	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	0,539	.	.	0,544	.	.	0,544	0,541	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,708	0,691	0,671	0,649	.	0,634	0,631	0,601	0,588	0,571
	0,307	.	.	.	.	0,698	.	0,695	0,687	0,674	0,656	.	0,645	.	0,604	.	.
	0,384	.	0,677	.	.	.	0,652	0,680	0,677	0,661	0,658	0,650	.	.	.	.	.
1,0	0,460	0,646	.	.	0,613	.	.	0,654	0,652	0,645	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,603	.	.	.	.	.	0,618	0,619	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,747	0,734	0,716	0,699	.	0,687	0,684	0,657	0,659	0,638
	0,307	.	.	.	.	0,754	.	0,754	0,748	0,738	0,723	.	0,710	.	0,668	.	.
1,2	0,384	.	0,710	.	.	.	0,719	0,751	0,746	0,738	0,726	0,720	.	.	.	.	.
	0,460	0,710	.	.	0,670	.	.	0,720	0,720	0,715	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,653	.	.	.	.	.	0,678	0,682	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,763	0,757	0,749	0,738	.	0,729	0,727	0,703	0,693	0,686
1,5	0,307	.	.	.	.	0,786	.	0,787	0,784	0,776	0,763	.	0,752	.	0,713	.	.
	0,384	.	0,788	.	.	.	0,766	0,794	0,791	0,783	0,771	0,764	.	.	.	.	.
	0,460	0,757	.	.	0,714	.	.	0,768	0,767	0,761	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,702	.	.	.	.	.	0,721	0,724	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,759	0,767	0,764	0,755	.	0,749	0,746	0,726	0,715	0,710
	0,307	.	.	.	.	0,797	.	0,800	0,795	0,793	0,784	.	0,776	.	0,744	.	.
	0,384	.	0,809	.	.	.	0,794	0,815	0,812	0,804	0,792	0,786	.	.	.	.	.
	0,460	0,788	.	.	0,747	.	.	0,795	0,794	0,786	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,537	0,740	.	.	.	.	.	0,750	0,749	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,705	0,716	0,716	0,709	.	0,703	0,701	0,681	0,673	0,683
	0,307	.	.	.	.	0,756	.	0,758	0,759	0,751	0,743	.	0,735	.	0,708	.	.
	0,384	.	0,780	.	.	.	0,760	0,779	0,772	0,761	0,749	0,743	.	.	.	.	.
2,0	0,460	0,763	.	.	.	.	.	0,757	0,748	0,735	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,725	.	.	0,720	.	.	0,710	0,692	.	.	.	.	.	.	.	.

(Me) für $S = 0 = \frac{(A - B) \cdot [(C \cdot B + A \cdot D) \cdot (1 - B) - D \cdot (A - B)]}{B \cdot (B - 1)^2}$

Tabelle XIX.

H D	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1270	0,1860	0,2400	0,2855	.	0,3395	0,3415	0,4428	0,4860	0,5045
	0,307	.	.	.	.	0,1100	.	0,1552	0,2115	0,2568	0,2810	.	0,3372	.	0,3920	.	.
	0,384	.	.	0,1029	.	.	.	0,1388	0,1890	0,2131	0,2132	0,2517	.	.	.	.	.
	0,460	0,0776	.	.	0,1032	0,1130	0,1290	0,1475	0,1789	.	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	0,0792	.	.	.	.	.	0,1320	0,1305	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	0,0636	.	0,0438	0,0792	0,1160	0,1540	.	0,1762	0,1835	0,2438	0,2635	0,2580
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,0884	0,1138	0,1507	0,1950	.	0,2113	.	0,2085	.	.
	0,384	.	0,0548	.	.	.	.	0,0894	0,1206	0,1431	0,1525	0,1445	.	.	.	.	.
1,0	0,460	0,0503	.	.	0,0703	0,0754	0,0905	0,1125	0,1101	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0410	.	.	.	.	.	0,1113	0,1011	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	0,0403	.	0,0367	0,0566	0,0721	0,0920	.	0,0991	0,1048	0,1286	0,1473	0,1465
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,0198	0,0700	0,0835	0,1058	.	0,1170	.	0,1238	.	.
1,2	0,384	.	0,0263	.	.	.	.	0,0542	0,0739	0,0846	0,0963	0,0977	.	.	.	.	.
	0,460	0,0263	.	0,0221	.	0,0488	0,0631	0,0739	0,0711	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0353	.	.	0,0398	.	.	0,0586	0,0600	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0277	0,0377	0,0435	0,0549	.	0,0605	0,0611	0,0786	0,0988	0,0911
1,5	0,307	.	.	0,0127	.	0,0263	.	0,0358	0,0462	0,0570	0,0641	0,0671	.	.	0,0875	.	.
	0,384	.	0,0209	.	.	.	0,0342	0,0409	0,0494	0,0560	0,0665	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0209	.	.	.	.	.	0,0437	0,0542	0,0552	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0207	.	.	0,0297	.	.	0,0388	0,0490	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0160	0,0203	0,0265	0,0269	.	0,0388	0,0393	0,0459	0,0567	0,0496
	0,307	.	.	.	.	0,0179	.	0,0232	0,0338	0,0400	0,0463	.	0,0463	.	0,0548	.	.
	0,384	.	0,0126	.	.	.	0,0263	0,0272	0,0327	0,0420	0,0491	0,0444	.	.	.	.	.
	0,460	0,0208	.	.	.	.	.	0,0312	0,0416	0,0455	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,537	0,0124	.	.	0,0219	.	.	0,0309	0,0520	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0058	0,0121	0,0188	0,0255	.	0,0263	0,0264	0,0261	0,0212	0,0149
	0,307	.	.	0,0094	.	0,0209	.	0,0105	0,0215	0,0276	0,0336	0,0371	0,0335	.	0,0318	.	.
	0,460	0,0140	.	.	.	.	0,0146	0,0198	0,0257	0,0421	0,0427	.	.	.	.	.	.
2,0	0,537	0,0000	.	.	0,0191	.	.	0,0248	0,0357	0,0414	.	.	.	.	.	.	.
								0,0244	0,0243	.	.	.	.	.	.	.	.

7. $t = \frac{H'}{H} = \frac{C \cdot B}{D} + A$; Tab. XIII
8. $\frac{t}{\operatorname{tg} \varphi} = u = \sqrt{\frac{A \cdot D}{B}} + C$; Tab. XIV
9. $\operatorname{tg} \varphi \cdot \pi =$ Steigungsverhältnis der Ersatzschraube $= \frac{H'}{\varphi'}$; Tab. XV
10. Verhältnis des Steigungsverhältnisses der Ersatzschraube zum geometrischen Steigungsverhältnis $\frac{H'}{\varphi'} / \frac{H}{\varphi}$; Tab. XVI

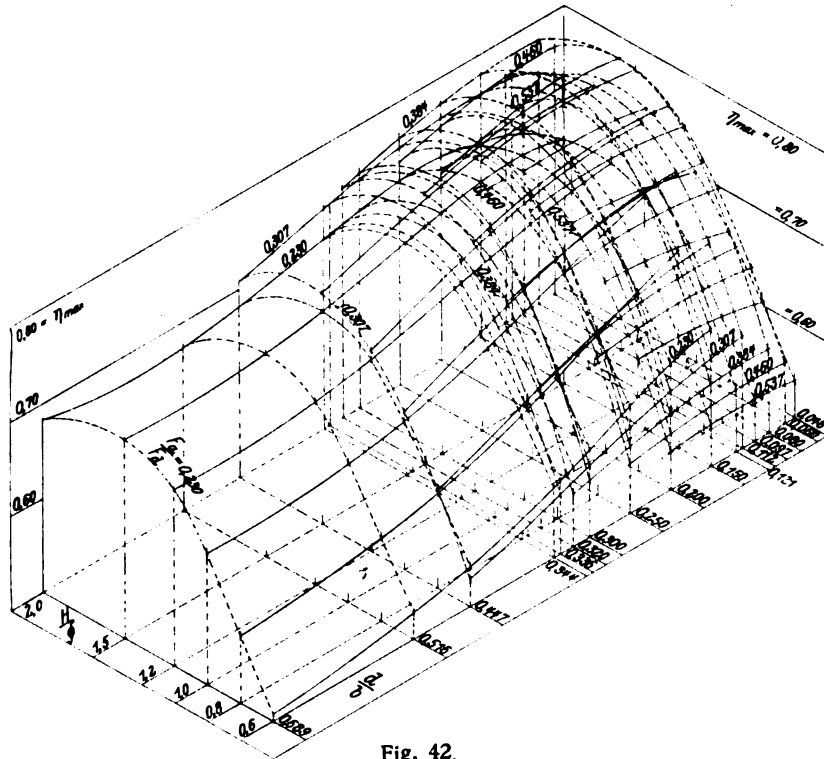


Fig. 42.

11. Maximaler Wirkungsgrad der betreffenden Schraube $= \eta$ maximum; Tab. XVII und Fig. 42
12. Slip s , bei welchem dieser maximale Wirkungsgrad eintritt. Tab. XVIII.
- Der Wirkungsgrad eines Schraubenpropellers berechnet sich aus A, B, C, D zu

$$\eta = \frac{(A - Bs - 1 + s) \cdot (1 - s)}{(C + Ds)} = \frac{(S) \cdot 1 - s}{(M)},$$

derjenige Slip, bei welchem der maximale Wirkungsgrad auftritt, aus der Bedingung

$$\frac{ds}{d\eta} = 0$$

zu

$$s = -\frac{C}{D} \pm \sqrt{\frac{C(2 - A - B)}{D(1 - B)} - \frac{A - 1}{1 - B} + \frac{C^2}{D^2}}$$

$$= -\frac{C}{D} \pm \frac{1}{D} \sqrt{(C + D) \cdot (C \cdot (1 - B) - D \cdot (A - 1))}.$$

Aus Figur 42 kann man in großen Zügen die folgenden Regeln ableiten:

Der Wirkungsgrad einer Schraube sinkt

mit abnehmendem Steigungsverhältnis $\frac{H}{D}$

mit zunehmendem Dickenverhältnis $\frac{d}{b}$

und mit zunehmendem Flächenverhältnis $\frac{F_a}{F_d}$.

Bei einem Steigungsverhältnis zwischen 1,5 und 2,0 ergibt sich für sämtliche Schrauben der günstigste Wirkungsgrad. Eine Reduktion des Flächenverhältnisses unter einen von dem Steigungsverhältnis abhängigen Betrag bedingt eine Wirkungsgradeinbuße.

In Tabelle XIX sind ferner die Werte $(M) = q \cdot r \cdot u$ für $S = 0$ eingetragen. Diese Werte charakterisieren die Leerarbeit der Schraube und geben einen guten Maßstab für die Widerstände, welche in der Schraube wirken.

Ich muß es mir versagen, auf die Zusammenhänge der in den Gleichungen 25 bis 36 vorkommenden Größen mit den Werten A, B, C, D, wie sie durch den Versuch ermittelt sind, hier einzugehen, um den Umfang der Arbeit nicht über Gebühr zu erweitern. Auf einen Punkt möchte ich jedoch nicht verfehlen hinzuweisen:

Nach Gleichung 32 und 33 ist

$$B = \frac{\sin^2 \varphi}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} \quad \text{Gleich. 39}$$

und nach Gleichung 35 und 36 ist

$$D = \frac{\cos^2 \varphi \cdot t}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} \quad \text{Gleich. 40}$$

Formen wir Gleichung 39 um in

$$B = \frac{1}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} - \frac{\cos^2 \varphi}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} \quad \text{Gleich. 41}$$

und schreiben wir

$$t = 1 + (t - 1),$$

so folgt

$$B + D = \frac{1}{1 + \frac{C'}{\sin \varphi}} - (1 + (t - 1) \cos^2 \varphi)$$

Da $(t - 1)$ ein geringer Bruchteil von 1, desgleichen C' ein kleiner Wert ist, so erkennt man, daß D und B sich annähernd zu eins ergänzen müssen, was durch Tabelle III und V und durch Figur 40 und 41 bestätigt wird.

Die angegebene Auftragung der Versuchsmessungen an Schraubenpropellern bietet ein sehr einfaches

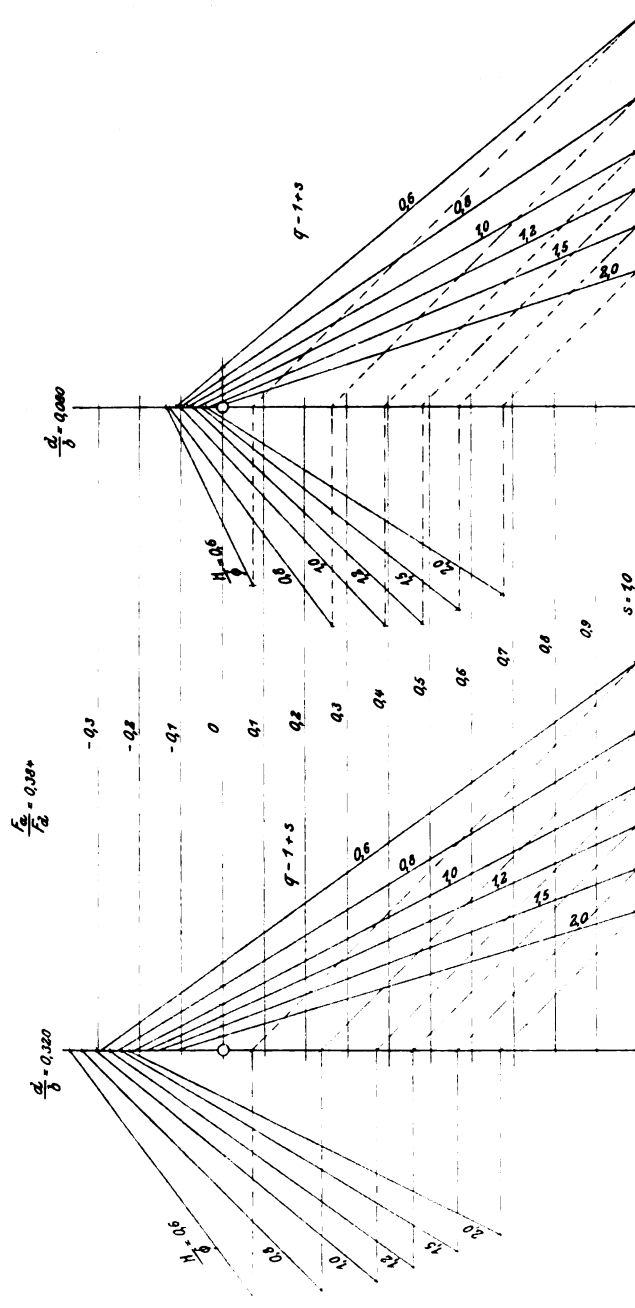


Fig. 43.

Mittel, Schrauben verschiedenster Konstruktionen und Erfindungen einwandfrei miteinander zu vergleichen; denn bei der Art unserer Auftragung scheiden die Ab-

messungen, sowie alle Konstruktionseinzelheiten aus, und es erscheint zum Vergleich als Schlußresultat lediglich die Arbeitsfähigkeit der Masseneinheit der durch den Schraubenkreis tretenden Flüssigkeit und der zur Erzielung dieser Arbeitsfähigkeit erforderliche Arbeitsaufwand. Zugleich lassen sich alle Einzelheiten: Größe des Schubes, des Drehmomentes und des Slip, Richtung und Größe der absoluten Geschwindigkeit des Schraubenstrahles usw. unmittelbar dem Diagramm entnehmen, so daß, wie ich hoffe, mit diesem Diagramm das Mittel gegeben ist, den in der Geschichte des Schraubenpropellers so zahlreich wiederkehrenden unfruchtbaren Erfinderdiskussionen in Zukunft den Boden zu entziehen.

In Fig. 43 bis 45 sind einige charakteristische Diagramme nach den Werten der Tabellen II bis V zusammengestellt.

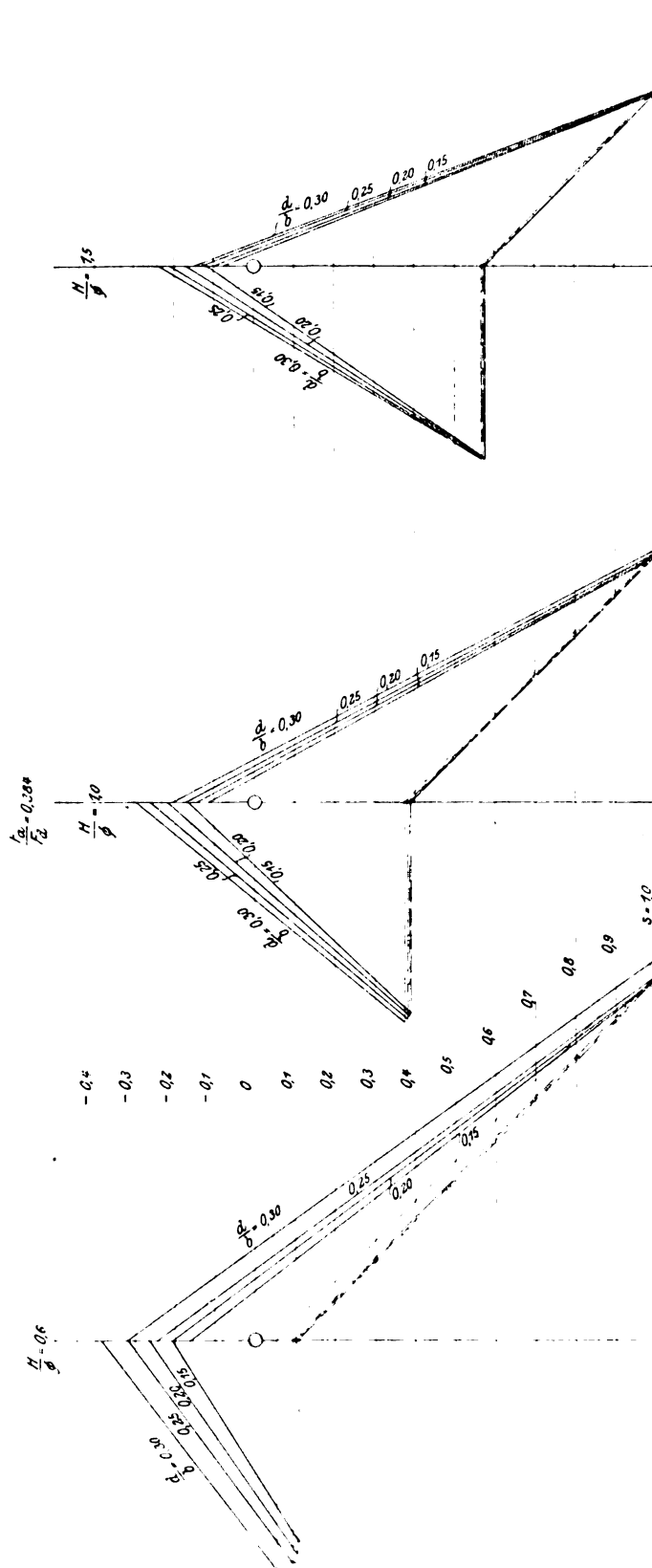
In Fig. 43 sind für das Flächenverhältnis 0,384 die Diagramme für die Steigungsverhältnisse

$$\frac{H}{\varnothing} = 0,6, 0,8, 1,0, 1,2, 1,5 \text{ und } 2,0$$

für die beiden Dickenverhältnisse $\frac{b}{d} = 0,080$ und $0,320$ nebeneinandergestellt. Man erkennt: je größer das Dickenverhältnis ist, desto weiter rücken die D-Punkte $\left(\frac{H'}{H} = t\right)$ von dem Slipnullpunkt weg in das negative Slipgebiet und desto größer wird der Steigungswinkel φ der Ersatzsteigung H' . Für den Slip = 1 sind die Werte q und r für beide Dickenverhältnisse für die höheren Steigungsverhältnisse annähernd gleich, d. h. für den Slip = 1 scheidet der Einfluß des Dickenverhältnisses mehr und mehr aus. Die Erklärung liegt darin, daß bei diesem Slip sich der austretende Strahl der Steigung der Druckfläche anpaßt, so daß der Einfluß der Gestaltung der Saugeseite zurücktritt.

Das gleiche erkennt man noch deutlicher, wenn man, wie in Fig. 44 die Diagramme für ein bestimmtes Flächenverhältnis z. B. $\frac{F_a}{F_d} = 0,384$ für gleiche Steigungsverhältnisse $\frac{H}{\varnothing}$, aber verschiedene Dickenverhältnisse aufträgt.

Ein weiterer interessanter Vergleich ist der Vergleich des Einflusses des Flächenverhältnisses für verschiedene Steigungsverhältnisse bei gleichem Dickenverhältnis. Wie man aus Fig. 45 erkennt, ist ein Einfluß des Flächenverhältnisses auf den Austrittswinkel des Schraubenstrahles sehr wohl vor-



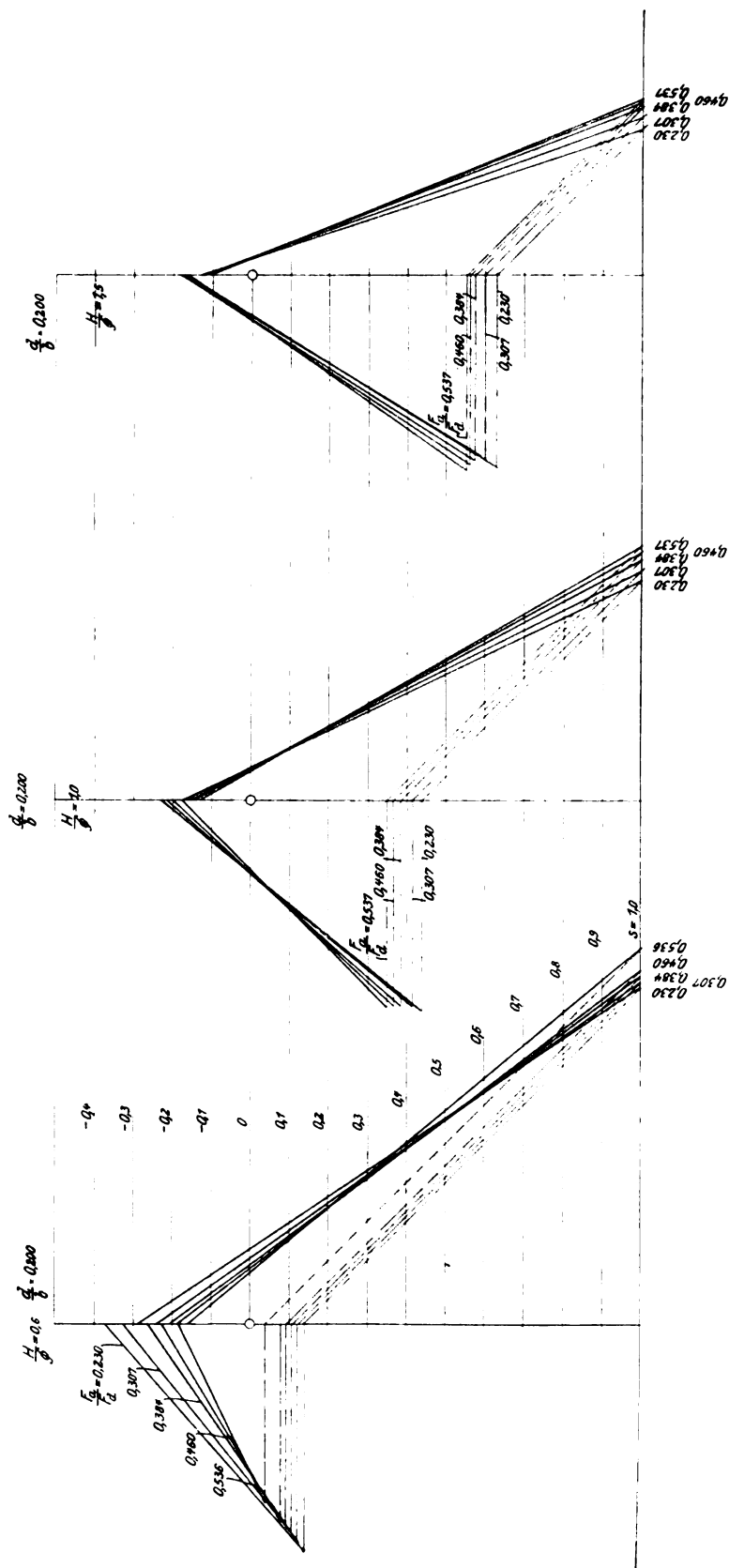


Fig. 45.

handen, und zwar in dem Sinne, daß er um so kleiner wird, je größer das Flächenverhältnis ist, entsprechend der durch die Verbreiterung des Flügels erhöhten Blattrreibung und dem durch die gleichzeitige Verengung der Durchgangsquer-schnitte erhöhten Kontraktions- und Düsenverlust in der Schraube.

Ferner zeigen die drei Abbildungen der Fig. 45 übereinstimmend, daß bei $s = 1$ bei annähernd gleichem Drehmoment der Schub der Schraube mit dem Flächenverhältnis steigt. Diese Verhältnisse gelten aber nicht für jeden Slipwert und kehren sich für geringe Slipwerte unter Umständen sogar um.

Diese Vergleichsbetrachtungen lassen sich mit Hilfe der gegebenen Tabellen beliebig erweitern. Es muß genügen, hier einige Beispiele erläutert zu haben.

21. Die Schraube als Turbine arbeitend. Alle in dem Bisherigen ermittelten Beziehungen bleiben sinngemäß bestehen, wenn die Schraube in einer unbegrenzten strömenden Flüssigkeit als *Turbine* arbeitet.

Es gilt also:

$$(S) = \frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^2 \cdot n^2} = (A - B \cdot s) \cdot ((A - 1) + (1 - B) \cdot s)$$

und

$$(M) = \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot n \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^3 \cdot n^3} = (A - B \cdot s) \cdot (C + D \cdot s).$$

Dreharbeit wird von der strömenden Flüssigkeit an die Schraube abgegeben, wenn s kleiner wie $-\frac{C}{D}$ ist. Der Wirkungsgrad der Schraube als Turbine ermittelt sich

$$\text{zu } \eta = \frac{(M)}{(S) \cdot (1 - s)}.$$

In Fig. 46 ist für die Geberssche Versuchsschraube mit den Gleichungen

$$(S) = (1,0535 - 0,3825 \cdot s) \cdot (0,0535 + 0,6175 \cdot s)$$

und

$$(M) = (1,0535 - 0,3825 \cdot s) \cdot (0,1020 + 0,5345 \cdot s)$$

der Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Slip berechnet dargestellt. Man erkennt, daß zwischen dem Wert $(S) = 0$ und $(M) = 0$ die Schraube einen gewissen Slipbereich durchläuft, in welchem dieselbe weder als Propeller noch als Turbine Arbeit abgibt, in welchem vielmehr in jedem Fall äußere Arbeit hinzugefügt werden muß, um die inneren Widerstände der Schraube zu überwinden.

Wird die als Turbine arbeitende Schraube an der Drehung verhindert, so wird der Slip $s = -\infty$. Die Auftragung des Schubes, der Drehmomente und des Wirkungsgrades über Slipwerten erscheint daher für den Fall der Turbine

nicht mehr zweckmäßig. Es empfiehlt sich vielmehr die folgende Auftragung. Als Abscissen werden die Umdrehungen der Turbinen pro Sekunde, als Ordinaten die Werte

$$\frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot V^2} = \frac{(S)}{(1 - s^2)} \text{ und } \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot g \cdot H \cdot V^2} = \frac{(M)}{(1 - s^2)},$$

sowie die Wirkungsgrade

$$\frac{(S) \cdot (1 - s)}{(M)} \text{ für das Schraubengebiet und}$$

$$\frac{(M)}{(S) \cdot (1 - s)} \text{ für das Turbinengebiet}$$

aufgetragen (Fig. 47).

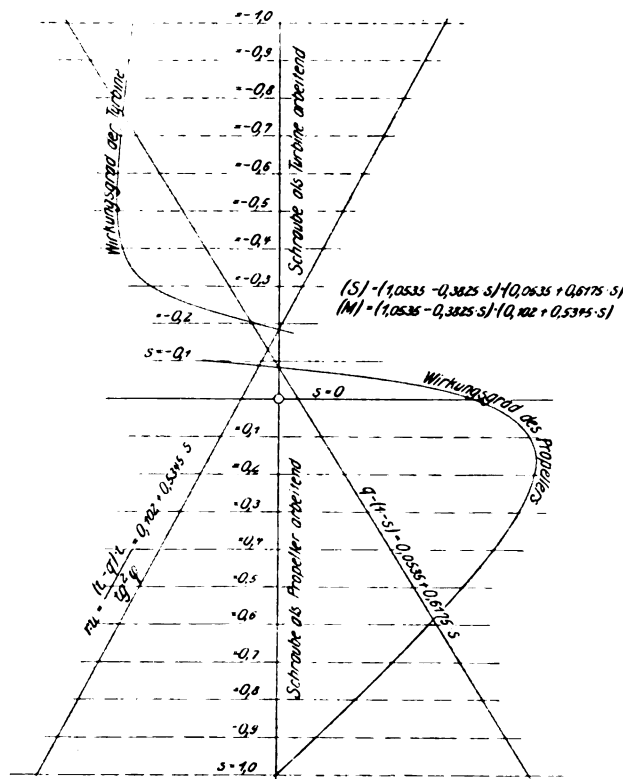


Fig. 46.

Die Umdrehungszahl n ist mit dem Slip s verbunden durch die Beziehung $n = \frac{v}{H(1-s)}$. Da für den Fall einer Turbine die Zuströmgeschwindigkeit der Flüssigkeit v für alle Umdrehungszahlen der Turbine konstant ist, erhält man mit dieser Auftragung Schub, Drehmoment und Wirkungsgrad als Funktion der Umdrehungszahl der Turbinenwelle.

Für $n = 0$ ermittelt sich dann

$$\frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot V^2} = B \cdot (B - 1)$$

und

$$\frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H \cdot V^2} = -B \cdot D$$

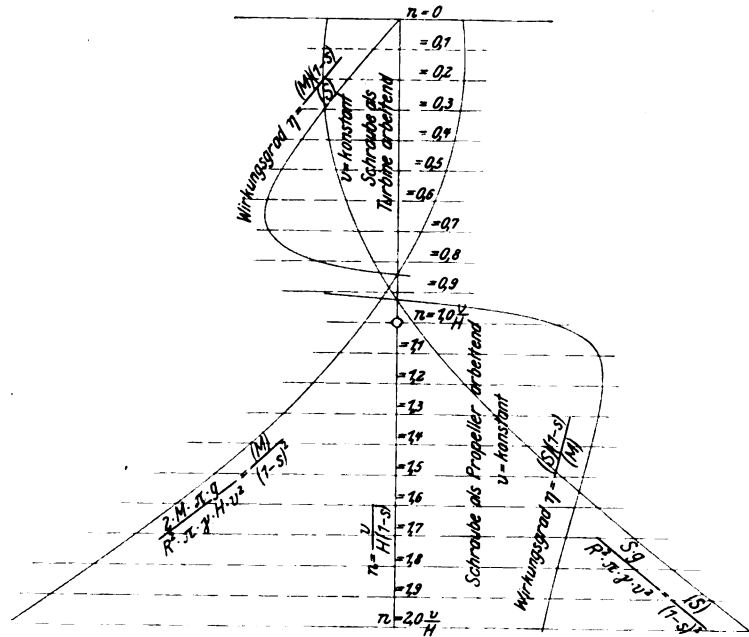


Fig. 47.

Schub und Drehmoment besitzen ihren Maximalwert nicht bei $n = 0$, sondern bei einer höheren Umdrehungszahl. Das maximale Drehmoment tritt ein bei

$$n = \frac{V \cdot (A \cdot D - B \cdot C - 2 \cdot B \cdot D)}{H \cdot 2 \cdot (A \cdot D - B \cdot C - B \cdot D + A \cdot C)}$$

$$= \frac{V}{H} \cdot \frac{D \cdot (A - B) - B \cdot (D + C)}{2 \cdot (A - B) \cdot (D + C)}$$

oder bei

$$s = \frac{B \cdot C - A \cdot D - 2 \cdot A \cdot C}{A \cdot D - B \cdot C - 2 \cdot B \cdot D} = \frac{C \cdot (A - B) + A \cdot (D + C)}{B \cdot (C + D) - D \cdot (A - B)}$$

In Fig. 47 sind in der angegebenen Weise wieder für die Geberssche Versuchsschraube die Werte

$$\frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot V^2}, \quad \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H \cdot V^2} \quad \text{und} \quad \eta$$

aufgetragen.

Zum Vergleich habe ich daneben in Fig. 48 die Messungen Rotas ¹⁾ für eine im Turbinengebiet arbeitende Schraube wiedergegeben. Wie man durch den Vergleich der S Kurven von Fig. 43 und Fig. 47 erkennt, bestätigen die Rota'schen Messungen unsere Überlegungen.

Die Kenntnis der Wirkungsweise der Schraube als Turbine und des von ihr bei einer bestimmten Wassergeschwindigkeit ausgeübten maximalen Drehmomentes

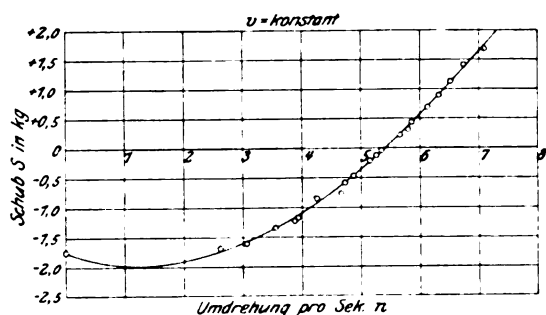


Fig. 48.

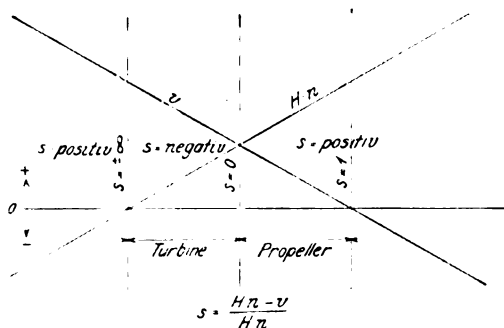


Fig. 49.

ist von Bedeutung für die Berechnung des Rückwärtsdrehmomentes der Antriebsdampfturbine. Dieses Rückwärtsdrehmoment ist so groß zu bemessen, daß das selbe das von der als Turbine arbeitenden Schraube bei maximaler Schiffsgeschwindigkeit ausgeübte Drehmoment zu überwinden vermag.

Andererseits ermittelt sich das der Festigkeitsberechnung zugrunde zu legende maximal mögliche Vorwärtsdrehmoment einer Schraube aus

$$(M) = (A - B \cdot s) \cdot (C + D \cdot s)$$

für

$$s = \frac{A \cdot D - C \cdot B}{2 \cdot B \cdot D}$$

Kann die Antriebsmaschine ein solches Vorwärtsdrehmoment nicht ausüben, so ist das maximale Vorwärtsdrehmoment der Antriebsmaschine für die Festigkeitsrechnung maßgebend.

Unsere Gleichungen:

$$(S) = (A - B \cdot s) \cdot ((A - 1) + 1 - B) \cdot s$$

und

$$(M) = (A - B \cdot s) \cdot (C + D \cdot s)$$

können für das Gebiet des Schraubenpropellers und der Schraubenturbine als

¹⁾ Giuseppe Rota: La Vasca usw. 1898.

genügende Annäherung an die Wirklichkeit betrachtet werden. Daß es sich dabei nur um eine Annäherung handeln kann, erkennt man, wenn man das sich an die Turbine einerseits, den Propeller anderseits anschließende Gebiet (Fig. 49) vermittle unserer Gleichungen zu erschließen sucht. Aus unseren Gleichungen folgt, daß für einen bestimmten positiven Slip größer wie 1 ($s = \frac{A}{B}$) Schub- und Drehmoment gleichzeitig verschwinden müssen, indem die durch die Schraube strömende Flüssigkeitsmasse gleich Null wird. Wenn es auch zweifellos richtig ist, daß mit wachsendem Slip die arbeitende Masse abnimmt, so erscheint es doch nicht möglich, daß die Flüssigkeitsmenge gleich Null wird, und unter allen Umständen ist infolge der Wirbelbildung in der Flüssigkeit ein Arbeitsaufwand erforderlich, auch wenn ein Durchfließen der Flüssigkeit durch die Schraube nicht stattfindet.

Es liegt daher durchaus im Interesse der Klarlegung des Propellerproblems, wenn sowohl das Bereich, Schraube als Turbine arbeitend, wie das hieran anschließende Bereich — die Schraube dreht sich rückwärts bei positiver Fortschrittsgeschwindigkeit —, wie das an den Propeller anschließende Bereich — Schraube dreht sich vorwärts bei negativer Fortschrittsgeschwindigkeit — experimenteller Forschung unterzogen wird.

Der am Schiff arbeitende Schraubenpropeller.

22. Unterschied zwischen der im Freien und der hinter dem Schiff arbeitenden Schraube. Der Unterschied zwischen einer im unbegrenzten Wasser und einer hinter einem Schiff arbeitenden Schraube liegt im wesentlichen darin, daß die Schiffsschraube in einer Flüssigkeit arbeitet, welche nach dreierlei Richtung von den Verhältnissen im unbegrenzten Medium abweicht.

1. Das die Schiffsschraube umgebende Wasser besitzt relativ zum Schraubenträger eine Geschwindigkeit, welche nicht gleich der Fortschrittsgeschwindigkeit des Schraubenträgers, sondern geringer ist.
2. Die Differenzgeschwindigkeit, die Nachstromgeschwindigkeit des Wassers, ist nicht gleichmäßig über den Schraubenkreis verteilt, sondern im allgemeinen an jedem Punkte desselben verschieden.
3. Die Richtung des Nachstromes ist nicht senkrecht zur Schraubenkreisfläche, sondern geneigt, und zwar ist die Neigung wieder an den verschiedenen Punkten des Schraubenkreises im allgemeinen verschieden.

Die Vorausbestimmung der Strömung am Schiff in der Umgebung der Schraube ist, wie wir weiter unten sehen werden, mit dem bislang zur Verfügung stehenden Versuchsmaterial nur annähernd möglich. Aber selbst wenn, was erreichbar sein dürfte, eine genaue Vorausbestimmung der Strömungsverhältnisse im voraus

möglich werden sollte, würde damit aus den in Abschnitt 15 erörterten Gründen für die numerische Berechnung der Schraube selbst nur wenig gewonnen sein, da die richtige Berücksichtigung dieser Strömung bei der Berechnung der Schraube mit Hilfe von aus Versuchen in unendlicher ruhender Flüssigkeit gewonnenen Daten nur mit allem Vorbehalt möglich ist.

Wir müssen uns vorläufig damit begnügen, eine gleichmäßig über den Schraubenkreis verteilte, achsial gerichtete Nachlaufgeschwindigkeit der Schraubenberechnung zugrunde zu legen.¹⁾

23. Die in strömender Flüssigkeit arbeitende Schraube. Besitzt die Flüssigkeit eine eigene Strömung $\pm v$ — positiv im Sinne des Fortschritts der Schraube —, so können die gleichen Beziehungen wie bei der in der unendlichen ruhenden Flüssigkeit arbeitenden Schraube verwendet werden, nur tritt an Stelle der Fortschrittsgeschwindigkeit v die relative Fortschrittsgeschwindigkeit $v \mp v$, ($-v$ bei gleichgerichtetem Strome, $+v$ bei entgegengesetzter Strömung). Für die Berechnung einer in einer Strömung arbeitenden Schraube ist sonach als Slip die Größe $s = \frac{Hn - (v \mp v)}{Hn}$ in die Rechnungen einzuführen. Arbeitet die Schraube in einer mit dem Schiff gleichgerichteten Strömung, deren Größe $v = \alpha \cdot v$ ist, und wird der Slip mit $s' = \frac{Hn - v}{Hn}$ aus Umdrehungszahl n , Kantensteigung H und Fortschrittsgeschwindigkeit des Schiffes relativ zu der Flüssigkeit am Bug v berechnet, so ist der tatsächlich für die an der Schraube angreifenden Kräfte maßgebende Slip

$$s = \frac{Hn - (v - \alpha v)}{Hn}$$

oder $s = s' + \alpha (1 - s')$. Gleich. 42

Auch wenn s' gleich 0 beobachtet wird, arbeitet die Schraube sonach noch unter einem tatsächlichen Slip von $s = \alpha$.

Von Froude¹⁾ ist der Verhältniswert

$$w = \frac{v}{v - v}$$

eingeführt worden. Derselbe ist mit dem für die Schraubenwirkung maßgebenden Slip s verbunden durch die Beziehung

$$s = \frac{Hn - (v - v)}{Hn} = \frac{Hn - \frac{v}{w+1}}{Hn}$$

oder $s = 1 - \frac{1 - s'}{w + 1}$. Gleich. 43

¹⁾ R. E. Froude. The determination of the most suitable dimensions for screw propellers Transactions Inst. Nav. Arch. 1886.

Nachstrom und materielle Flügeldicke bedingen die Erscheinung des negativen Slip.

24. Die Ermittlung des Nachstromes durch Rechnung. Wie oben ausgeführt, besitzt das Wasser am Hintersteven eine Geschwindigkeit in Richtung der Schiffsgeschwindigkeit, die Nachström- oder Nachlaufgeschwindigkeit. Über die Größe der Geschwindigkeit des Nachlaufes kann man sich durch folgende Überlegung eine Vorstellung machen, welche solange genügen mag, als eingehendere Messungen der Strömungsgeschwindigkeiten am Schiff nicht vorliegen. Denken wir uns das Schiff in Ruhe und das Wasser in unbegrenzter Breite mit Schiffsgeschwindigkeit gegen das Schiff anströmend, so erleidet die Flüssigkeit einen Widerstand, welcher sich darin äußert, daß sich die lebendige Kraft der sekundlich den Hintersteven passierenden Flüssigkeit gegenüber der lebendigen Kraft der den Vordersteven passierenden Flüssigkeit um die sekundliche Widerstandsarbeit des Schiffes verringert. Welcher Art die Widerstände sind, ob Reibungswiderstände, ob Wellenwiderstände, ferner in welche Energieform sich die Widerstandsarbeit umgewandelt hat, ist für diese Betrachtung vollkommen gleichgültig.

Nehmen wir an, daß die Wassergeschwindigkeit in jeder Vertikalen zwischen Kiel und Wasserlinie gleich ist, und ist uns die Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene quer zum Hintersteven und ferner für irgend einen Punkt der Flüssigkeit, z. B. für die Schiffswand das Verhältnis der Nachstromgeschwindigkeit zur Schiffsgeschwindigkeit bekannt, so sind wir in der Lage, den gesamten Strömungsverlauf am Hinterschiff einwandfrei zu berechnen. Ich lege nun der Rechnung die Annahme zugrunde, welche mir durch allgemeine Überlegungen sowie durch die Kempfschen Messungen¹⁾ als genügend sicher bewiesen erscheint, daß die absolute Geschwindigkeit des Nachstromes in einem beliebigen Abstand x quer vom Hintersteven sich ausdrücken läßt durch

$$v_x = \frac{v}{2} \cdot e^{-\frac{x}{a}}$$

wenn v die Schiffsgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde, x der Abstand quer zum Hintersteven in Meter, a eine Länge in Metern ist. Dann bestimmt sich a aus der Forderung, daß die Differenz der lebendigen Kräfte des abströmenden Wassers gegenüber dem zufließenden der Widerstandsarbeit gleich sein muß, aus

$$a = \frac{3 \cdot W \cdot g}{4 \cdot \gamma \cdot v^2 \cdot T} \quad , \quad \text{Gleich. 44}$$

¹⁾ Diskussionsbeitrag Dr. Ing. Kempf zu des Verfassers „Das Problem des Oberflächenwiderstandes“. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1913.

wo T der Tiefgang des Schiffes in Meter, W der Schiffswiderstand in kg, γ das Gewicht in kg pro m^3 darstellt. Berechnet man hiernach für verschiedene Abstände von der Schiffsmittle die Nachstromgeschwindigkeit, so erhält man vermittels Tabelle XX Geschwindigkeitsbilder wie in den Fig. 50 und 51 beispielsweise für ein Linienschiff und ein Torpedoboot dargestellt. Die oben angeschriebene Gleichung setzt voraus, daß der Wasserspiegel am Hintersteven das Niveau der

Tabelle XX.

Für $x =$	ist die absolute Geschwindigkeit des Nachstromes =	Für $x =$	ist die absolute Geschwindigkeit des Nachstromes =	Für $x =$	ist die absolute Geschwindigkeit des Nachstromes =
0,1 . a	0,4525 v	2,1 . a	0,0610 v	4,1 . a	0,0085 v
0,3	0,3705	2,3	0,0500	4,3	0,0070
0,5	0,3030	2,5	0,0410	4,5	0,0055
0,7	0,2485	2,7	0,0335	4,7	0,0045
0,9	0,2035	2,9	0,0275	4,9	0,0035
1,1	0,1665	3,1	0,0225	5,1	0,0030
1,3	0,1360	3,3	0,0185	5,3	0,0025
1,5	0,1115	3,5	0,0150	5,5	0,0020
1,7	0,0915	3,7	0,0125	5,7	0,0015
1,9	0,0750	3,9	0,0100		

Flüssigkeit besitzt. Bei Schiffen, bei welchen der Hintersteven im Wellental liegt, verringert sich die Nachlaufgeschwindigkeit, bei Schiffen, welchen das Hinterschiff im Wellenberg liegt, vergrößert sich die Nachlaufgeschwindigkeit der obigen Gleichung gegenüber um den Betrag der absoluten Geschwindigkeit des Wassers in der Welle. Die hier gegebene Rechnung soll deshalb nur als Anhalt dienen, welcher aber für die Zwecke der Propellerberechnung vorläufig genügen dürfte.

Die Gleichung 44

$$a = \frac{3 \cdot W \cdot g}{4 \cdot \gamma \cdot v^2 \cdot T}$$

läßt sich auch z. B. mit der bekannten „französischen“ Widerstandsformel

$$PS = \frac{B \cdot T \cdot \beta \cdot V^3}{m^3},$$

wo V die Schiffsgeschwindigkeit in Knoten ist, vereinigen zu

$$a = B \cdot \frac{\beta \cdot 4}{m^3}.$$

Diese Gleichung zeigt, daß das Verhältniß der Breite des Nachstromes zur Schiffsbreite um so größer ist, je voller

der Hauptspant und je kleiner der Beiwert m der französischen Formel ist.

In Fig. 50 sind für ein Linienschiff drei Propeller mit 2, 3 und 4 m Durchmesser im Abstand von 2,5 m und von 3 m von Schiffsmittle und in Schiffsmittle

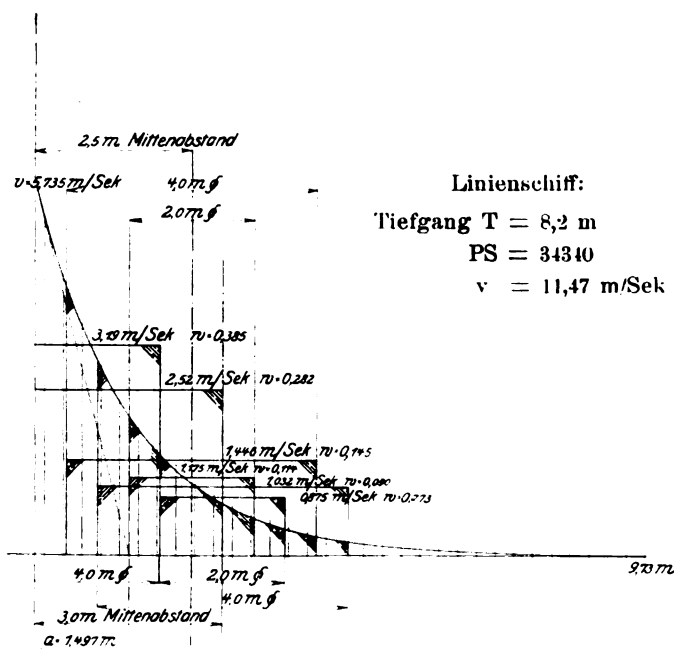


Fig. 50.

angreifend eingezeichnet, und die für jeden Propeller gültige mittlere Nachstromgeschwindigkeit ist eingetragen. Hierbei ergeben sich die Resultate der nachfolgenden Tabelle XXI, aus welcher man das folgende, in Übereinstimmung mit den experimentell

Tabelle XXI.

Abstand von Wellenmitte aus Schiffsmittle	$w = \frac{v}{v-u}$		
	$\varnothing = 2 \text{ m}$	$\varnothing = 4 \text{ m}$	$\varnothing = 6 \text{ m}$
0 m	—	0,385	0,282
2,5 m	0,114	0,145	—
3,0 m	0,0773	0,090	—

gefundenen Tatsachen, entnehmen kann: Der Nachlauf für eine Schraube ist um so kleiner, je weiter die Schraube vom Schiff entfernt ist und, für nicht in Schiffsmittle wirkende Schrauben um so kleiner, je kleiner bei gleicher Entfernung der Welle von Schiffsmittle der Schraubendurchmesser ist.

Von Interesse ist insbesondere der Hinweis auf die außerordentliche Höhe des Nachlaufes bei einem Einschraubenschiff, bzw. bei der mittleren Schraube von Dreischraubenschiffen, des weiteren der Hinweis auf die Verschiedenheit der Strömung im Bereich der inneren und äußeren Flügelspitzen.

Sinngemäß gleiche Resultate ergeben sich für das Torpedoboot, Fig. 51, wobei ich bemerke, daß bei Torpedobooten bei hohen Geschwindigkeiten der Hintersteven im Wellental liegt, sonach der tatsächliche Nachlauf geringer ist, als der hier berechnete.

Wenn wir nun auch durch diese Betrachtung in der Lage sind, die Nachlauf-

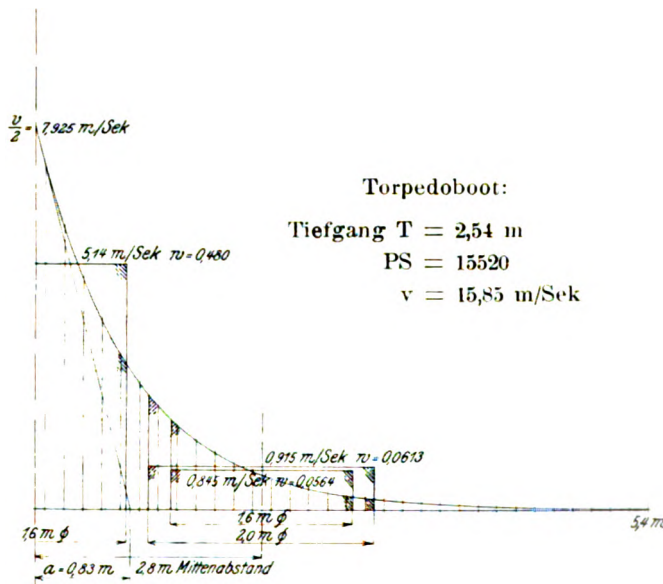


Fig. 51.

verhältnisse des Wassers am Schiff mit einiger Genauigkeit zu berechnen, so entzieht sich der Einfluß der Schraube auf den Schiffswiderstand doch vollkommen jeder Berechnungsmöglichkeit. Wie wir in Abschnitt 5 gesehen haben, bewirkt jede Schraube bis zu einer gewissen Entfernung voraus eine Erniedrigung des Druckes im zulaufenden Wasser, bedingt also eine Erhöhung des Schiffswiderstandes gegenüber dem schraubenlosen Antrieb dadurch, daß das Schiff dem Einfluß der Saugesäule ausgesetzt ist. Dieser Einfluß ist im wesentlichen abhängig von der Entfernung der Schraube vom Schiff, und wir werden zur Beurteilung dieses Einflusses uns darin erinnern müssen, daß die Erstreckung der Saugesäule unabhängig von der Schiffsgeschwindigkeit und nur abhängig von dem Schraubendurchmesser und dem Slip sich ergeben hat. Je größer der Durch-

messer der Schraube und je größer das Verhältnis der Eintrittsgeschwindigkeit der Saugwassersäule zur Fortschrittsgeschwindigkeit ist, desto weiter erstreckt sich der Einfluß der Saugung voraus.

26. Die Bedeutung von Versuchen mit Schraubenpropellern hinter dem Schiff.

Unter diesen Umständen bleibt als einzig absolut zuverlässiges Hilfsmittel der Versuch mit der Schraube am Schiff selbst. Diesen Versuch können wir bei Turbinenschiffen heute bereits in einfacher Weise durchführen, da es mittels des Torsionsindikators möglich ist, die effektiv an die Schraube abgegebene Leistung der Turbine zu messen. Trägt man für die so gewonnenen Messungen die Momentencharakteristik (M) als Funktion des Slip auf, so ist man in der Lage, durch den Vergleich mit der aus den entsprechenden Modellversuchen im unbegrenzten Wasser gewonnenen Momentencharakteristik bereits das Verhalten des Propellers am Schiff zu beurteilen, ohne daß es erforderlich ist, die von der Schraube ausgeübten Schübe zu messen, eine Aufgabe, der sich bisher für größere Leistungen noch unüberbrückbare Schwierigkeiten entgegengestellt haben. In Fig. 52 ist z. B. in der angegebenen Weise die Momentencharakteristik der drei Schrauben eines Dreiwellenturbinentorpedobootes nach den Probefahrtmessungen aufgetragen. Man erkennt ohne weiteres, daß die mittlere Welle ohne wesentliche Hohlraumbildung arbeitet, während dagegen die Backbord- und Steuerbordwelle starke Hohlraumbildung zeigen. Ist man in der Lage, in das gleiche Diagramm die Drehmomentencharakteristik des Modellpropellers mit einzutragen, so kann man aus beiden Kurven auf den mittleren, für die Schraubenberechnung maßgebenden Nachstrom schließen. In Fig. 53 sind in gleicher Weise die Resultate eines Vierwellenturbinenlinienschiffes eingetragen.

Wie man erkennt, ist die Momentencharakteristik der äußeren Wellen gegenüber der Momentencharakteristik der inneren Wellen um einen bestimmten Betrag verschoben, aus welchem die für die Schraubenberechnung maßgebende Differenz des Vorstromes der inneren Wellen gegenüber den äußeren Wellen entnommen werden kann.

Die Aufzeichnung dieser Beobachtungen erfordert allerdings eine peinlich genaue Bestimmung der relativen Geschwindigkeit des Schiffes und des umgebenden Wassers, d. h. die peinlich genaue Berücksichtigung der Stromverhältnisse, da insbesondere bei geringen Slipwerten der Einfluß des Stromes die Messungen der Relativgeschwindigkeit zwischen Schiff und Wasser leicht fälscht und eine sachgemäße Beurteilung der Schraube unmöglich macht.

Ich empfehle für alle Meilenfahrten die Schraubencharakteristik in der in Fig. 52 und 53 dargestellten Weise aufzutragen, unter gleichzeitiger Eintragung der Momentencharakteristik der Modellschraube, einmal im unbegrenzten Wasser, und zweitens hinter dem Modell arbeitend, da wir hierin zurzeit das einzige Mittel besitzen, das effektive Verhalten des Propellers am Schiff, insbesondere bei Geschwindigkeiten, bei welchen Hohlraumbildung wirksam ist, zu verfolgen.

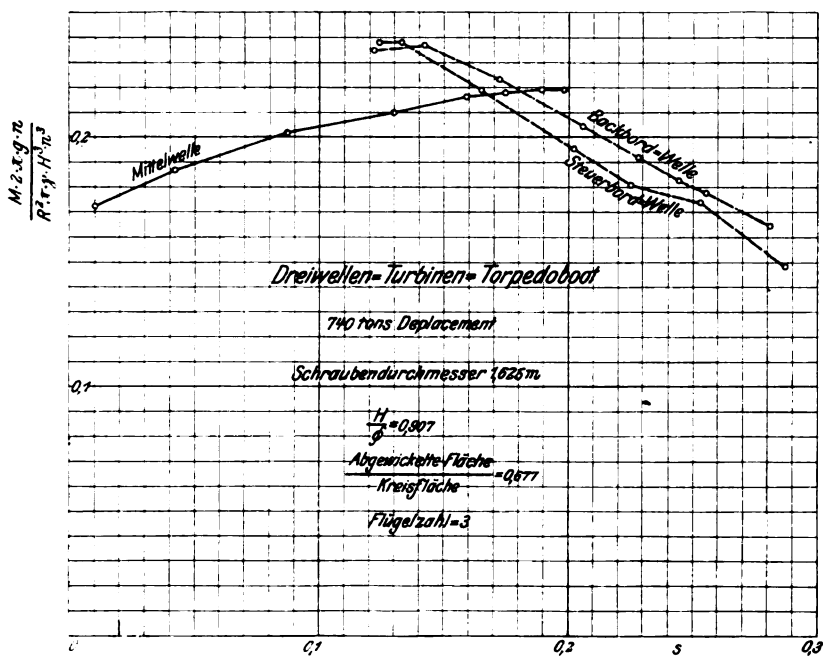


Fig. 52.

26. Die Bedeutung von Modellversuchen. Für Fahrzeuge von noch unbekannten Formen und nicht erprobten Verhältnissen erscheinen Modellversuche mit Schrauben hinter dem Schiff als Notwendigkeit, um einmal den Schiffswiderstand unter dem Einfluß der Schraube und zweitens die Wirksamkeit der Schraube selbst in dem unregelmäßig zufließenden Wasserstrom festzustellen. Man muß sich aber vor einer Überschätzung der Genauigkeit solcher Versuche hüten, denn, wie unsere obigen Betrachtungen gezeigt haben, ist die Nachlaufgeschwindigkeit abhängig von der Widerstandsarbeit des Schiffes. Die Widerstandsarbeit von Modell und Schiff folgt aber nicht genau dem Ähnlichkeitsgesetz, und zwar ist beim Modell die Widerstandsarbeit verhältnismäßig größer als an dem Schiff selbst (m^3 ist kleiner beim Modell als beim Schiff).

Der Nachlauf ist sonach am Modell verhältnismäßig größer, als am Schiff. Diese Abweichung kann jedoch nicht von solcher Bedeutung sein, daß sie den großen Vorteil von Modellversuchen mit Schrauben aufheben könnte. Insbesondere bei Drei- oder Vierschraubenschiffen, bei welchen der Einfluß des aus den vorderen Schrauben austretenden Schraubenstrahles auf den Flüssigkeitszulauf

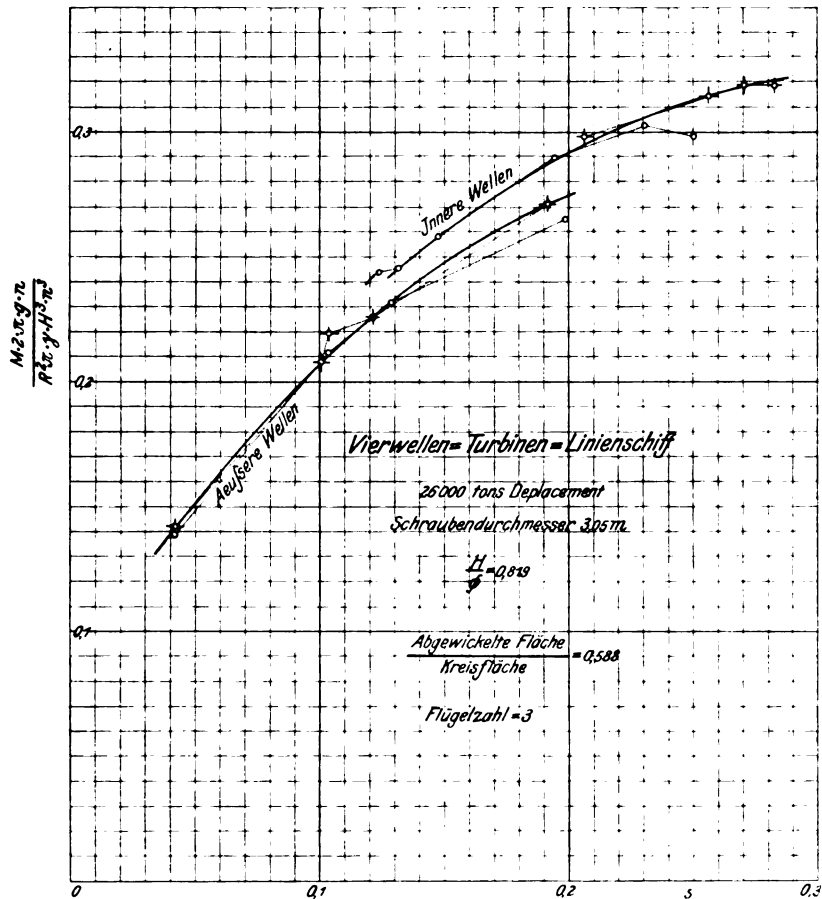


Fig. 53.

der hinteren Schrauben sich jeder Berechnung entzieht, erscheinen Modellversuche unersetzbar. Ich wiederhole hier aber meine früher ausgesprochene Auffassung, daß mit Rücksicht auf die Abhängigkeit des Oberflächenwiderstandes von der Modelllänge — und damit auch des Nachlaufes von der Modelllänge — es wünschenswert erscheint, Modelle möglichst nur in einer Länge oder höchstens nur in einer beschränkten Anzahl von zum wenigsten in den deutschen Versuchsanstalten zu normierenden Längen zu verwenden.

Tabelle XXII.

$$(A-B.s) \cdot [(A-1) + s \cdot (1-B)] = (S) \text{ für } \eta_{\max.}$$

H ∅	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	0,2385	.	0,2447	0,2865	0,3195	0,3350	.	0,3780	0,3700	0,3965	0,4058	0,4065
	0,307	.	.	0,2375	.	.	.	0,2695	0,3060	0,3305	0,3330	.	0,3640	.	0,3989	.	.
	0,384	.	0,1971	.	.	0,2308	.	0,2677	0,2853	0,3865	0,3260	0,3290	.	.	.	.	.
	0,460	0,1807	.	.	0,2230	.	.	0,2413	0,2602	0,2833	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	0,1807	.	.	.	.	.	0,2387	0,2550	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1450	0,1793	0,2070	0,2272	.	0,2400	0,2425	0,2690	0,2776	0,2802
	0,307	.	.	.	.	0,1660	.	0,1885	0,2060	0,2305	0,2450	.	0,2540	.	0,2700	.	.
	0,384	.	0,1535	.	.	.	.	0,1886	0,2041	0,2351	0,2413	0,2422	.	.	.	.	.
1,0	0,460	0,1416	.	.	.	0,1724	.	0,1855	0,2091	0,2173	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,1335	.	.	0,1657	.	.	0,1860	0,2115	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1127	0,1310	0,1459	0,1591	.	0,1675	0,1690	0,1876	0,1949	0,1960
	0,307	.	.	.	.	0,1151	.	0,1520	0,1500	0,1626	0,1750	0,1830	0,1820	.	0,1982	.	.
1,2	0,384	.	.	0,0967	.	.	.	0,1370	0,1550	0,1680	0,1806	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,1045	.	.	.	0,1350	.	0,1466	0,1598	0,1650	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,1060	.	.	0,1227	.	.	0,1432	0,1502	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0884	0,0992	0,1085	0,1157	.	0,1220	0,1278	0,1413	0,1421	0,1474
1,5	0,307	.	.	.	.	0,0886	.	0,0933	0,1125	0,1268	0,1331	0,1425	.	.	.	.	.
	0,384	.	0,0836	.	.	.	0,1045	0,1030	0,1185	0,1275	0,1392	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0867	.	.	0,0965	.	.	0,1143	0,1190	0,1315	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0867	.	.	.	.	.	0,1143	0,1208	.	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0667	0,0683	0,0734	0,0796	.	0,0840	0,0891	0,0957	0,1021	0,1030
	0,307	.	.	.	.	0,0672	.	0,0726	0,0782	0,0910	0,0986	0,1075	0,1028	.	0,1150	.	.
	0,384	.	0,0606	.	.	.	0,0813	0,0789	0,0924	0,0920	0,1067	.	.	.	.	.	.
	0,460	0,0670	.	.	.	.	.	0,0889	0,0973	0,1032	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,537	0,0652	.	.	0,0734	.	.	0,0884	0,0978	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	0,0551	.	0,0354	0,0430	0,0482	0,0526	.	0,0561	0,0564	0,0618	0,0652	0,0691
	0,307	.	.	.	.	.	.	0,0506	0,0584	0,0649	0,0699	0,0822	0,0726	.	0,0789	.	.
	0,384	.	0,0450	.	.	.	0,0584	0,0605	0,0681	0,0748	0,0805	.	.	.	.	.	.
2,0	0,460	0,0436	.	.	.	.	.	0,0639	0,0720	0,0789	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0392	.	.	0,0558	.	.	0,0654	0,0667	.	.	.	.	.	.	.	.

Tabelle XXIII.

(A - B . s) . (C + D . s) = (M) für $\eta_{\max}$.

H D	F _a F _d	d/b															
		0,048	0,060	0,080	0,097	0,112	0,121	0,150	0,200	0,250	0,300	0,320	0,336	0,344	0,447	0,516	0,689
0,6	0,230	.	.	.	.	0,3365	.	0,3580	0,4220	0,4780	0,5245	.	0,5770	0,5750	0,6680	0,7125	0,7730
	0,307	.	.	0,3291	.	.	.	0,3940	0,4377	0,4865	0,5325	.	0,5695	.	0,6560	.	.
	0,384	.	0,2980	.	.	0,3473	.	0,3900	0,4555	0,4835	0,5070	0,5420	.	.	.	.	.
	0,460	0,2688	.	.	0,3460	.	.	0,3685	0,4125	0,4650	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1765	0,2277	0,2731	0,3109	.	0,3350	0,3410	0,3990	0,4250	0,4465
	0,307	.	.	.	.	0,2110	.	0,2399	0,2649	0,3115	0,3450	.	0,3667	.	0,4060	.	.
	0,384	.	.	0,2054	.	.	0,2343	0,2475	0,2920	0,3225	0,3390	0,3385	.	.	.	.	.
	0,460	0,1789	0,2490	.	0,2283	.	.	0,2550	0,2871	0,2948	.	.	.	.	.	.	.
1,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1345	0,1617	0,1830	0,2037	.	0,2175	0,2191	0,2515	0,2641	0,2735
	0,307	.	.	.	.	0,1340	.	0,1575	0,1840	0,2028	0,2211	.	0,2249	.	0,2515	.	.
	0,384	.	0,1322	0,1156	.	.	0,1665	0,1666	0,1900	0,2107	0,2308	0,2360	.	.	.	.	.
	0,460	0,1394	0,1322	.	0,1517	.	.	0,1800	0,1955	0,2020	.	.	.	.	.	.	.
1,2	0,230	.	.	.	.	.	.	0,1040	0,1184	0,1293	0,1410	.	0,1502	0,1535	0,1749	0,1846	0,1846
	0,307	.	.	.	.	0,0995	.	0,1091	0,1292	0,1358	0,1560	.	0,1640	.	0,1820	.	.
	0,384	.	0,0981	0,0750	.	.	0,1190	0,1170	0,1358	0,1382	0,1625	0,1690	.	.	.	.	.
	0,460	0,1080	0,0981	.	0,1116	.	.	0,1297	0,1491	0,1550	.	.	.	.	.	.	.
1,5	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0792	0,0798	0,0870	0,0938	.	0,0997	0,1013	0,1134	0,1205	0,1103
	0,307	.	.	.	.	0,0729	.	0,0784	0,0823	0,0996	0,1100	.	0,1145	.	0,1265	.	.
	0,384	.	0,0722	0,0661	.	.	0,0880	0,0859	0,1027	0,1109	0,1165	0,1170	.	.	.	.	.
	0,460	0,0771	0,0722	.	0,0824	.	.	0,0978	0,1073	0,1168	.	.	.	.	.	.	.
2,0	0,230	.	.	.	.	.	.	0,0418	0,0522	0,0592	0,0646	.	0,0680	0,0692	0,0711	0,0709	0,0563
	0,307	.	.	.	.	0,0627	.	0,0529	0,0628	0,0700	0,0752	.	0,0792	.	0,0813	.	.
	0,384	.	0,0469	0,0489	.	.	0,0635	0,0668	0,0740	0,0813	0,0878	0,0898	.	.	.	.	.
	0,460	0,0450	0,0469	.	0,0648	.	.	0,0705	0,0798	0,0865	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	0,0450	.	0,0648	.	.	0,0756	0,0723	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Tabelle XXIV.

PS = 17 000, $v = 11,6$ m/Sek., $w = 0,08$

H	$\frac{F_a}{F_d}$	d/b = 0,150				d/b = 0,200				d/b = 0,250				d/b = 0,300			
		$\frac{D}{m}$	H m	n pro Min.	η	$\frac{D}{m}$	H m	n pro Min.	η	$\frac{D}{m}$	H m	n pro Min.	η	$\frac{D}{m}$	H m	n pro Min.	η
0,8	0,230	8,04	6,43	103,5	0,708	6,66	5,33	130,0	0,691	5,80	4,64	154,0	0,671	5,34	4,27	169,5	0,649
	0,307	5,88	4,70	157,5	0,695	5,38	4,46	166,5	0,687	5,02	4,01	188,0	0,674	4,72	3,77	201,5	0,636
	0,384	5,68	4,54	165,0	0,680	5,14	4,11	184,5	0,677	4,99	3,99	187,5	0,661	5,08	4,06	179,0	0,658
	0,460	5,53	4,32	171,0	0,654	5,26	4,21	178,5	0,652	5,46	4,37	166,5	0,645	.	.	.	.
1,0	0,537	5,44	4,35	175,0	0,618	5,05	4,04	187,5	0,619	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	8,64	8,64	80,5	0,747	7,60	7,60	94,0	0,734	7,00	7,00	103,0	0,716	6,58	6,58	110,5	0,699
	0,307	7,32	7,32	100,5	0,754	6,58	6,58	114,0	0,748	6,24	6,24	120,5	0,738	5,96	5,96	126,5	0,723
	0,384	7,04	7,04	105,5	0,751	6,48	6,48	115,5	0,746	6,22	6,22	119,5	0,738	6,04	6,04	122,0	0,726
1,2	0,460	6,56	6,56	115,5	0,720	6,40	6,40	117,0	0,720	6,58	6,58	110,5	0,715	.	.	.	.
	0,537	6,52	6,52	116,5	0,678	6,64	6,64	111,0	0,682	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	9,66	11,60	60,5	0,763	8,82	10,58	67,5	0,757	8,40	10,08	71,0	0,749	8,05	9,66	74,0	0,738
	0,307	9,14	10,97	65,5	0,787	8,00	9,60	77,0	0,784	7,66	9,19	82,0	0,776	7,22	8,66	86,0	0,763
1,5	0,384	8,52	10,22	72,0	0,794	7,75	9,30	80,0	0,791	7,82	9,38	78,5	0,783	7,22	8,66	85,0	0,771
	0,460	7,74	9,30	81,5	0,768	7,12	8,54	89,5	0,767	7,33	8,80	84,0	0,761	.	.	.	.
	0,537	7,65	9,18	82,0	0,721	7,53	9,04	82,0	0,724	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	10,88	16,31	43,5	0,759	10,84	16,25	44,0	0,767	10,38	15,56	46,0	0,764	10,00	15,00	47,5	0,755
	0,307	10,56	15,84	46,0	0,800	10,22	15,33	47,5	0,795	9,05	13,57	55,0	0,793	8,58	12,86	58,0	0,784
	0,384	9,88	14,81	50,0	0,815	8,70	13,50	56,0	0,812	8,45	12,67	59,0	0,814	8,32	12,47	60,0	0,792
	0,460	8,72	13,08	59,0	0,795	8,48	12,72	60,0	0,794	8,14	12,20	62,0	0,786	.	.	.	.
	0,537	8,66	12,99	59,0	0,750	8,34	12,50	60,5	0,749	.	.	.	.	.	.	.	.

27. Berechnung der Schraube für gegebene Verhältnisse. Die in den Tabellen II bis IV enthaltenen Werte A, B, C, D können nun dazu dienen, für bestimmte vorliegende Verhältnisse unter dem Vorbehalt der letzten Abschnitte den bestgeeigneten Propeller zu finden mit der Bestimmung, daß dieser Propeller den Taylorschen Modellpropellern geometrisch ähnlich ist. Im allgemeinen wird die Aufgabe lauten: entweder für eine gegebene Schubkraft und bestimmte Geschwindigkeit Schraubendimensionen, Umdrehungszahl und aufzuwendende Leistung festzulegen oder, bei einer zur Verfügung stehenden Leistung für eine bestimmte Schiffsgeschwindigkeit, Schraubendimensionen, Umdrehungszahl und Schubkraft zu bestimmen.

Die erste Überlegung, welche für die Lösung der Aufgabe erforderlich ist, ist die Festsetzung des beabsichtigten Slip s . Derselbe ist abhängig von dem Nachlauf und mit diesem nach Gleichung 42 durch die Beziehung verbunden

$$s = s' + \alpha \cdot (1 - s')$$

oder nach Gleichung 43 durch

$$s = 1 - \frac{1 - s'}{w + 1}$$

Man kann nun so vorgehen, daß man einen bestimmten Slip s von vornherein als wünschenswert festlegt z. B. den Slip, welchem der günstigste Wirkungsgrad der Schraube entspricht (Tab. XVIII).

Nachdem der Slip so festgelegt ist, berechne man für die in Frage kommenden Grenzen der Steigungs- und Dickenverhältnisse die Werte (S) und (M). Ich habe diese Werte für η maximum für die Taylorschen Messungen tabellarisch zusammengestellt in Tabelle XXII und XXIII. Nunmehr bildet man sich aus der Bedingung $Hn = \frac{v}{1 - s'}$ die Werte Hn und ist jetzt in der Lage, die zusammengehörigen Werte des Durchmessers, der Steigung H und die Umdrehungszahl n aus den Gleichungen

$$(S) = \frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^2 \cdot n^2}$$

und

$$(M) = \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot n \cdot g}{R^2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H^3 \cdot n^3}$$

zu berechnen. Die zugehörigen Wirkungsgrade findet man, da ja in unserem Beispiele die Slipwerte dem maximalen Wirkungsgrad entsprechend gewählt wurden, aus Tabelle XVII direkt; für andere Slipwerte berechne man dieselben

Tabelle XXV.

S = 21 000 kg, v = 18,54 m/Sek., w = 0,04.

H D	F _a F _d	d/b = 0,048				d/b = 0,060				d/b = 0,080				d/b = 0,097			
		D m	H m	n pro Min.	η	D m	H m	n pro Min.	η	D m	H m	n pro Min.	η	D m	H m	n pro Min.	η
0,6	0,230	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,307	.	.	.	.	.	.	.	.	1,564	0,938	1344	0,588	.	.	.	.
	0,384	.	.	.	.	1,772	1,063	1146	0,564	.	.	.	.	1,604	0,962	1318	0,544
	0,460	1,836	1,100	1120	0,539	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
0,8	0,537	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,307	.	.	.	.	.	.	.	.	2,016	1,611	754	0,677	.	.	.	.
	0,384	.	.	.	.	2,092	1,672	729	0,646	.	.	.	.	1,860	1,486	853	0,613
1,0	0,460	2,120	1,695	731	0,603	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	.	.	2,640	2,640	443	0,747	.	.	.	.
	0,307	.	.	.	.	2,446	2,446	497	0,710	.	.	.	.	2,200	2,200	566	0,670
1,2	0,384	2,380	2,380	521	0,653	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,230	.	.	.	.	.	.	.	.	3,214	3,860	300	0,788	.	.	.	.
	0,307	.	.	.	.	2,720	3,265	374	0,757	.	.	.	.	2,500	3,000	412	0,714
	0,384	2,640	3,170	390	0,702	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,460	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	0,537	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Tabelle XXV.

S = 21 000 kg, v = 18,54 m/Sek., w = 0,04.

H	F _a	F _d	d/b = 0,112				d/b = 0,121				d/b = 0,150				d/b = 0,200			
			∅ m	H m	n pro Min.	η	∅ m	H m	n pro Min.	η	∅ m	H m	n pro Min.	η	∅ m	H m	n pro Min.	η
0,6	0,230														1,550	0,930	1245	0,633
	0,307		1,632	0,979	1229	0,618					1,714	1,028	1100	0,645	1,400	0,840	1476	0,604
	0,384										1,512	0,907	1350	0,614	1,448	0,869	1430	0,580
	0,460						1,616	0,970	1274	0,565	1,474	0,884	1425	0,587	1,564	0,938	1282	0,559
0,8	0,337										1,588	0,953	1300	0,544	1,578	0,947	1272	0,541
	0,230										2,278	1,820	609	0,708	1,968	1,572	733	0,691
	0,307		1,960	1,566	768	0,698					1,802	1,440	852	0,695	1,720	1,375	896	0,687
	0,384						1,856	1,491	835	0,652	1,778	1,420	876	0,680	1,688	1,350	934	0,677
1,0	0,460										1,776	1,419	885	0,654	1,684	1,345	928	0,652
	0,537										1,768	1,413	892	0,618	1,662	1,329	946	0,619
	0,230										2,476	2,476	467	0,747	2,242	2,242	527	0,734
	0,307		2,380	2,380	499	0,754					2,020	2,020	604	0,754	1,996	1,996	624	0,748
1,2	0,384						2,080	2,080	603	0,719	2,110	2,110	583	0,751	1,960	1,960	635	0,746
	0,460										1,996	1,996	630	0,720	1,936	1,936	641	0,720
	0,537										2,016	2,016	625	0,678	2,014	2,014	609	0,682
	0,230										2,768	3,320	351	0,763	2,572	3,090	384	0,757
1,2	0,307		2,692	3,230	371	0,786					2,640	3,170	376	0,787	2,328	2,795	440	0,784
	0,384										2,454	2,948	413	0,794	2,250	2,700	458	0,791
	0,460						2,380	2,857	437	0,766	2,260	2,712	463	0,768	2,196	2,635	481	0,767
	0,537										2,272	2,730	458	0,721	2,244	2,695	457	0,724

aus $\eta = \frac{(S) \cdot (1 - s)}{(M)}$. Es ist nun Sache der Überlegung, aus der zur Verfügung gestellten Menge der möglichen Propeller, welche sämtlich der Aufgabe gerecht werden, denjenigen herauszuwählen, welcher den sonstigen Bedingungen der Aufgabe, z. B. in bezug auf Umdrehungszahl der Antriebsmaschine oder in bezug auf die Unterbringungsmöglichkeit oder in bezug auf Festigkeitsbedingungen usw. entspricht.

In Tabelle XXIV ist ein Beispiel durchgerechnet in den Grenzen

$$\frac{H}{\phi} = 0,8 \text{ bis } 1,5, \quad \frac{d}{b} = 0,15 \text{ bis } 0,30$$

$$\frac{F_a}{F_d} = 0,230 \text{ bis } 0,537,$$

und zwar ist gegeben die an die Schraube abgelieferte Leistung = 17 000 PS, die Schiffsgeschwindigkeit = 22,5 Meilen/Stunde = 11,6 m/Sek., $w = 0,08$ (angenommen).

Ferner ist in Tabelle XXV ein Beispiel gerechnet in den Grenzen

$$\frac{H}{\phi} = 0,6 \text{ bis } 1,2, \quad d/b = 0,048 \text{ bis } 0,150$$

$$\frac{F_a}{F_d} = 0,230 \text{ bis } 0,537,$$

für die Verhältnisse eines Zweischrauben-Torpedobootes mit

$$S = 21\,000 \text{ kg,}$$

$$v = 36 \text{ Meilen/Stunde} = 18,54 \text{ m/Sek.,}$$

$$w = 0,04 \text{ (angenommen).}$$

Man erkennt, welch ausgezeichneten Überblick über alle für die Wahl der Schraube bestehenden Möglichkeiten unser Verfahren gibt.

28. Ausblick. Die Aufgabe der Versuchsanstalten wird es sein, Tabellen nach Art der Tabellen II, III, IV und V für bestimmte Propellerserien aufzustellen.

Zunächst erwünscht erscheinen zwei Serien mit gleichen Flügelquerschnitten und Blattformen, wie von D. W. Taylor gewählt, die eine Serie mit vier Flügeln und die zweite Serie mit zwei Flügeln. Auch erscheint es erwünscht, die hier gegebenen Tabellen für dreiflügelige Schrauben nach den Originalmessungen D. W. Taylors nochmals nachzurechnen, da die für die Ausrechnung der Tabellen benutzten Werte aus den recht kleinen Figuren des D. W. Taylorschen Buches herausgemessen sind, also um mehrere Prozent unrichtig sein können. Ich erlaube mir, diesen Wunsch Herrn D. W. Taylor hiermit ganz ergebenst zu unterbreiten.

Versuche mit verschiedenartigen Querschnittsformen und Flügelblattformen mögen sich anschließen: man muß

sich aber stets dessen bewußt bleiben, daß nur Serienversuche in der Lage sind, Einblick in das Schraubenproblem zu geben und deshalb für jede Querschnittsform eine volle Versuchsserie nach Tabelle II bis V unter Beibehaltung der Flügelblattform und der Flügelzahl durchgeführt werden muß. Eine gleichzeitige Änderung der Querschnittsform und der Flügelblattform ist, da die zulässige Zahl der veränderlichen Größen mit $\frac{H}{D}$, $\frac{d}{b}$ und $\frac{F_a}{F_d}$ erreicht ist, nicht zulässig.

Für hölzerne Luftpropeller dürfte es sich empfehlen, völlig getrennte Versuchsserien aufzustellen, da sowohl die Flügelblattform wie das Flächen- und Dickenverhältnis von den für Wasserschrauben gebräuchlichen Ausführungen infolge des Gebrauches von Holz als Konstruktionsmaterial stark abweicht.

Werden in der hier skizzierten Weise alle Modellversuche systematisch durchgeführt und alle Versuchsergebnisse einheitlich, wie vorgeschlagen, geordnet, so wird man bereits nach kurzer Zeit in der Lage sein, über alle vorkommenden Schrauben genügend genaue Auskunft lediglich durch Betrachtung der Schub- und Momentencharakteristik oder der Tabellenwerte A, B, C und D zu geben.

Geschichtliches.

In dem vorhergehenden habe ich das Problem des Schraubenpropellers zu entwickeln versucht, ohne die geschichtliche Seite des Problems zu berühren. Der Vollständigkeit halber dürfte es sich jedoch empfehlen, einen kurzen kritischen Überblick über die geschichtliche Entwicklung des Problems anzufügen.

Die grundlegende Arbeit über Propeller verdanken wir Rankine, welcher im Jahre 1865 in seiner klassischen Arbeit „On the mechanical principles of the action of propellers“ ¹⁾ eine Propellertheorie unter Benutzung des Satzes vom Antrieb aufstellte. Die Rankinesche Theorie gibt die richtige Lösung für ein unendlich dünnes reibungsloses Flügelblatt und bildete den Ausgangspunkt aller folgenden Schraubenuntersuchungen. Sie konnte aber deshalb nicht ganz befriedigen, weil sie einmal keinerlei Auskunft über den Einfluß der Größe der Flügelflächen gab, und zweitens, weil die nach Rankine berechneten Schraubenkräfte, auch unter Berücksichtigung der Flügelblattreibung, wesentlich von der Wirklichkeit abweichende Werte ergaben. Insbesondere da die Erfahrung un-

¹⁾ Transactions Institution of Naval Architects 1865.

zweifelhaft auf eine Abhängigkeit der Schraubenwirkung von der abgewickelten Fläche hinzuweisen schien, erschien Rankines Theorie lückenhaft.

W. Froude¹⁾ versuchte deshalb dem Schraubenproblem in der Weise beizukommen, daß er die Wirkung einer Schraube gleichsetzte der Wirkung von Flächen, welche mit entsprechender relativer Geschwindigkeit und mit entsprechendem Slipwinkel durch die Flüssigkeit bewegt werden. Wie in Abschnitt 15 auseinandergesetzt, erscheint es nur dann möglich, dem Schraubenproblem auf diese Weise näher zu kommen, wenn durch Versuche die an solchen Flächenelementen und Elementenpaaren wirksamen Kräfte einwandfrei festgelegt sind. Es unterliegt aber gar keinem Zweifel, daß die Kenntnis der Kräfte, welche an einer durch eine Flüssigkeit bewegten Platte angreifen selbst in der einfachsten Form der unendlich dünnen ebenen Platte, noch mehr die Kenntnis der an Plattenpaaren wirkenden Kräfte, heute noch eine außerordentlich unbefriedigende ist, und an eine sichere Vorausberechnung einer Schraube nach der Froudeschen Methode nicht gedacht werden kann. Dennoch ist die Froudesche Anschauung in der Propellertheorie die herrschende geblieben, da sie als die einzige erschien, welche einen Zusammenhang der Schraubenfläche mit Schub und Drehmoment herzustellen erlaubte. Auch die Froudesche Theorie, solange dieselbe sich nicht auf tatsächliche Versuchsunterlagen mit Flächen, deren Querschnitte den Schraubenquerschnitten ähnlich sind, beziehen kann, muß zu dem Resultat führen, daß bei der Slipgeschwindigkeit null der Schub gleich null und unter Berücksichtigung der Reibung negativ werden muß. Dieses Resultat steht in derartigem Widerspruch mit der Wirklichkeit, daß keine Schraubentheorie als angemessen bezeichnet werden kann, welche diesen Widerspruch nicht beseitigt.

Rateau²⁾ gab nun auf dem internationalen Schiffbaukongreß in Paris im Jahre 1900 die Erklärung für die Erscheinung, daß auch bei $s = 0$ Schub entsteht, indem er nachwies, daß als diejenige Steigung, welche für den Schub in Frage kommt, nicht die Konstruktionssteigung der Flügeldruckfläche anzusehen ist, daß man vielmehr diese Steigung um ein bestimmtes Maß vergrößern muß, je nach der Größe des Zuschärfungswinkels des Flügelblattquerschnittes an der Austrittskante. Zugleich wies Rateau darauf hin, daß die Antriebsschraube durchaus nach den Gesetzen der Turbine betrachtet werden dürfe, eine Auffassung, welche sich mit unserer hier gegebenen Darstellung deckt, und deren Richtigkeit wir durch unsere Untersuchungen bestätigt gefunden haben.

¹⁾ Transactions Institution of Naval Architects 1878.

²⁾ M. Rateau: Contribution à la Théorie des hélices propulsives.

Der Umstand, daß alle Propellertheorien nur in mangelhafter Weise der Wirklichkeit gerecht werden konnten, verlieh dem Versuch für die Erforschung der Propellerwirkung von jeher besondere Bedeutung. Es sind drei Hauptaufgaben, welche dem Experiment gestellt waren. Einmal die Klärung der Frage, ob die Abhängigkeit der Kräfte von der Größe der Fläche und dem Quadrat der Geschwindigkeit, welche allen Propellertheorien zugrunde liegt, tatsächlich richtig ist; mit anderen Worten, ob man die quantitativen Resultate von Modellschrauben auf Schrauben beliebiger Größe übertragen dürfe.

Diese Frage haben zunächst E. R. Froude und D. W. Taylor und dann in schärfster Weise Gebers im bejahenden Sinne durch entsprechende Versuche beantwortet, so daß wir heute das in Abschnitt 16 ausgesprochene allgemeine Ähnlichkeitsgesetz als festbegründet ansehen dürfen.

Die zweite Aufgabe, welche dem Versuch gestellt war, bestand darin, die Strömungsverhältnisse des Wassers in der Umgebung der Schraube, sowie in der Schraube selbst klarzustellen, um möglichst nach Erkenntnis der tatsächlichen Vorgänge in der Lage zu sein, eine einwandfreie Propellertheorie aufzustellen. Auf diesem Gebiet müssen besonders die Arbeiten unserer deutschen Forscher Ahlborn¹⁾, Wagner²⁾, Flamm³⁾, Gebers⁴⁾ und Kempf⁵⁾ genannt werden. Die Arbeiten dieser Forscher haben insbesondere die Saugwirkung der Schraube und die schraubenförmige Strömung des austretenden Schraubenstrahles einwandfrei festgelegt.

Die dritte Aufgabe, welche dem Versuch übergeben war, bestand darin, aus den Versuchen an Modellen Werte festzulegen, welche es gestatten, für Schrauben beliebiger Abmessungen und von verschiedenen Steigungsverhältnissen, Flächenverhältnissen usw. Schub und Drehmoment zu bestimmen. Auf diesem Gebiete liegen eine Reihe systematischer Arbeiten von R. E. Froude⁶⁾ vor; bei weitem die vielseitigsten und besten Versuche verdanken wir jedoch D. W. Taylor⁷⁾, dessen Versuchsergebnisse wir unsern obigen Berechnungen zugrunde gelegt haben.

Eine Klasse von theoretischen Untersuchungen verdient in der geschichtlichen Betrachtung der Propellertheorie besonderer Erwähnung, nicht so sehr

¹⁾ Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1905.

²⁾ Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1906.

³⁾ Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1908.

⁴⁾ Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910.

⁵⁾ Dissertation 1911.

⁶⁾ Transactions Institution of Naval Architects 1886, 1908.

⁷⁾ D. W. Taylor, „The Speed & power of Ships“. 1911, sowie diverse Arbeiten in „Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers“. 1904 etc.

deshalb, weil durch diese Arbeiten ein Fortschritt in der Theorie des Schraubenpropellers gewonnen worden ist, als vielmehr, weil die konstruktive Gestaltung des Schraubenpropellers durch die Annahme oder Ablehnung der in diesen Arbeiten niedergelegten Auffassung stark beeinflusst wird. Das ist die Klasse derjenigen Arbeiten, welche annehmen, daß die Flüssigkeit mit der Fortschrittsgeschwindigkeit in die Schraube eintritt, und glauben, daß es möglich sei, den Schraubenstrahl in der offenen Schraube auf die erhöhte Austrittsgeschwindigkeit zu bringen. Vor Rankine hat bereits Coriolis den Satz vom Antrieb zur Berechnung des Schraubenschubes benutzt, und der Ansatz von Coriolis unterscheidet sich von dem Rankines nur dadurch, daß er die Wassermasse mit der Schiffsgeschwindigkeit in die Schraube eintreten läßt. Von weiteren Arbeiten, welche von dieser Anschauung ausgehen, mögen die Arbeiten von Greenhill¹⁾, Lorenz²⁾ und Reißner³⁾ genannt werden. Die Folgerung, welche allen diesen Arbeiten gemeinschaftlich ist, besteht darin, daß dem Flügelblatt eine variable achsiale Steigung von der Eintrittskante zur Austrittskante gegeben werden müsse, um stoßfreien Eintritt der Schiffsgeschwindigkeit entsprechend zu erzielen. Das prinzipiell unrichtige dieser Auffassung hoffe ich durch die vorliegende Arbeit erwiesen zu haben.

Die bislang erwähnten Arbeiten haben sich im wesentlichen auf die im unbegrenzten Medium ohne Schiffskörper sich fortbewegende Schraube bezogen. Daß dieser Zustand von dem am wirklichen Schiffe wesentlich verschieden ist, erkannte bereits Rankine, indem er bei seiner Schraubenberechnung eine mittlere Nachstromgeschwindigkeit in Rechnung setzte. Die umfassendsten Untersuchungen über die Nachstromgeschwindigkeit hat W. J. Luke⁴⁾ mit Schiffsmodellen angestellt, indem er die mittlere Nachstromgeschwindigkeit für verschiedene Schraubendurchmesser, Steigungen und Wellenmitten feststellte. Den tatsächlichen Verhältnissen wird man durch die Berücksichtigung einer solchen mittleren Nachstromgeschwindigkeit aber nur annähernd Rechnung tragen können und es wird deshalb letzten Endes immer Sache des Versuches bleiben, die individuell bestgeeignete Schraube für ein bestimmtes Fahrzeug zu finden. Denn wenn es auch möglich wäre, die Schraube unter Berücksichtigung der tatsächlichen Strömungsverteilung und Strömungsrichtung im voraus zu berechnen, so beeinflusst doch die Strömung um die Schraube den Widerstand des Schiffes in einem solchen Maße und in einer, der rechnerischen Behandlung vorläufig völlig unzugänglichen Weise, daß allein

¹⁾ Transactions Institution of Naval Architects 1888.

²⁾ Lorenz, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1905.

³⁾ Reißner, Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1910 und 1911.

⁴⁾ Transactions Institution of Naval Architects 1910.

der Versuch entscheidend sein kann. Soll hier ein Fortschritt erzielt werden, so müßten vor allem die Strömungsverhältnisse am Schiff mit und ohne Schraube Gegenstand der Untersuchung werden; nach dieser Richtung liegen leider irgend welche bemerkenswerten Arbeiten überhaupt noch nicht vor.

Die Entwicklung des Luftschiffbaues und die Verwendung der Schrauben als Antriebsmittel für Luftfahrzeuge hat der Lösung des Propellerproblems neuen Anstoß gegeben und eine größere Anzahl von theoretischen und Versuchsarbeiten gezeitigt, welche aber in nichts über den Rahmen der oben erwähnten Arbeiten hinausgehen. Die Aufgaben liegen im Luftschiffbau insofern einfacher als im Wasserschiffbau, als einmal, wenigstens bei Flugzeugen, mit einer Nachstromgeschwindigkeit nicht gerechnet zu werden braucht, also die Versuchsergebnisse isolierter Propeller ohne weiteres auf Flugzeuge angewendet werden können, und ferner insofern, als die Grenze der Hohlraumbildung bei Luft bei den praktisch in Frage kommenden Geschwindigkeiten nicht erreicht wird. Ferner hat der Luftschiffbau den Vorteil, in viel einfacherer Weise Messungen an den arbeitenden Propellern selbst vornehmen zu können, da einmal die Kräfte, welche zu messen sind, wesentlich kleiner sind als bei Wasserfahrzeugen, und andererseits die Zugänglichkeit der Propeller in der Luft zu jeder Zeit gewährleistet ist. Diese Möglichkeit der direkten Messungen sollte daher im Luftschiffbau in viel höherem Grade ausgenutzt werden, als es bis heute der Fall ist, insbesondere da alle Versuchsanlagen mit fortschreitendem Propeller in der Nähe des Erdbodens, wie alle Versuchsanlagen mit stehenden Propellern und bewegter Luft in Kanälen doch nur zweifelhaften Wert — in bezug auf quantitative Resultate — haben.

Diskussion.

Herr Professor Krainer-Charlottenburg:

Meine Herren! Wenn ich zu diesem Vortrage meines geschätzten Kollegen Gümbel das Wort ergreife, so fühle ich mich verpflichtet, erst einmal meine Berechtigung nachzuweisen, in diese Diskussion einzugreifen. Meine Ansicht über Diskussionen geht nämlich dahin, daß sie nur dann von Wert sind, wenn erfahrene Fachleute sich an ihr beteiligen, sonst verflacht die Diskussion, und in dem Maße, wie sie an Umfang zunimmt, verliert sie an Wert.

Der Vortrag behandelt das interessante Thema des Schiffspropellers. Die Propellerfrage ist zweifellos die brennendste, und sie wird immer wichtiger, wenn man bedenkt, daß seit einem Jahrhundert Dampfschiffahrt ein dauernder Anstieg in der Tourenzahl der Propeller stattgefunden hat; und da wir die Ölmaschine doch nur als eine Zwischenstufe in der Entwicklung ansehen dürfen, so gewinnt mit Rücksicht auf die Gasturbine die Propellerfrage immer mehr an Bedeutung. Sie ist heute das Problem des Schiffbaues. Diesem gegenüber verlieren alle anderen, Stabilität, Widerstand usw. an Wert. Da ich mich nun einerseits 25 Jahre mit Propellern beschäftige, in dieser Zeit Gelegenheit hatte, sehr viele gute und auch schlechte Konstruktionen kennen zu lernen, und da ich anderseits der Vertreter dieses Faches an der hiesigen Hochschule bin, so glaube ich meine Berechtigung nachgewiesen zu haben, an der Diskussion teilzunehmen.

Ich hatte durch das Entgegenkommen des Herrn Vortragenden die Möglichkeit, mich schon einige Tage vorher mit dem Vortrage zu beschäftigen, und das war auch notwendig. Wer dieses Gebiet kennt und weiß, wieviel auf ihm gearbeitet worden ist, wie durch diese Arbeiten das Problem sich dauernd kompliziert hat, wird das zu schätzen wissen, was uns der Verfasser in einer Monographie von über 100 Seiten vorgelegt hat. Weil ich glaube, daß es hier für die Kritik nicht leicht ist, ihres Amtes zu walten, möchte ich allen meinen Bemerkungen die eine vorausschicken: daß ich Ihnen, Herr Kollege, meine rückhaltlose Bewunderung ausspreche über die Art, wie Sie dieses Problem mathematisch angefaßt und bewältigt haben. (Bravo!) Ich glaube sagen zu dürfen, daß nicht Herr Gümbel allein, sondern auch die Schiffbautechnische Gesellschaft stolz darauf sein kann, einen solchen Vortrag in ihren Annalen aufzunehmen. (Beifall.) Eine solche Arbeit ist auch hieb- und stichfest, denn sie ist nicht von heute auf morgen entstanden. Sie ist eine ausgereifte Sache, und eine Kritik im gewöhnlichen Sinne erschiene nicht nur gewagt, sondern wäre auch anmaßend. Deshalb bitte ich Sie, Herr Kollege, das Folgende nicht als Kritik aufzufassen, vielmehr als Anfrage bzw. Anregung zu weiterer Diskussion.

Der Vortragende weist nach, daß die Schraube als Umkehrung der Wasserturbine aufzufassen ist, daß die Ablenkung bzw. Beschleunigung der Flüssigkeit an der konvexen Seite der Schaufelseite stattfindet, unter Auftreten eines Unterdruckes. Auf diese Weise ist die so oft genannte und auch gezeigte Saugwirkung, die freilich noch niemand gemessen hat, mathematisch erklärt. Danach erscheint die Dicke der Flügel, die bisher nicht in den Kreis der Betrachtungen gezogen wurde, von wesentlicher Bedeutung. Der Verfasser spricht dabei von einer Düsenwirkung, die sich zwischen den Flügeln des Propellers ergibt. Das ist nun eine Vorstellung, die ich bei einem vierflügeligen Propeller mit sehr breiten Flügeln gern gelten lassen will, die schon zu Bedenken Veranlassung gibt, wenn man an einen schmalen dreiflügeligen Propeller denkt, und der ich nicht mehr folgen kann, wenn ich z. B. an die vielen, vor 30 Jahren gebauten zweiflügeligen Propeller denke. Es ist damals, im Beginn des Torpedobootbaues, der zweiflügelige Propeller an der Tagesordnung gewesen, und der Propeller hatte einen sehr guten Wirkungsgrad. Ich glaube nicht, daß man diese Auffassung von der düsenartigen Führung des Wassers einem solchen Propeller gegenüber aufrechterhalten kann. Ich möchte bei der Gelegenheit auf die ältesten Propeller hinweisen (Fig. 54), die sechs- und achtflügelig waren und einer Turbine zum Verwechseln ähnlich sahen, die aber bekanntlich einen sehr schlechten Wirkungsgrad aufwiesen. Endlich frage ich mich: Wie erklärt die Gümbelsche Theorie, daß man mit einem Flügel, wenn auch schlecht, fahren kann?

Es erscheint mir weiter als ein starker Zwang in der Vorstellung, wenn man sich die Wasserbewegung durch den Propeller nach Art von Fig. 8, d. h. in Schichten senkrecht zur Propellerwellenrichtung denken soll. Ich weiß wohl, daß von dieser Anschauung der Herr Verfasser selbst sagt, daß sie notwendig ist, um überhaupt mathematisch weiter zu kommen.

Wenn nun aber nach der Ansicht des Verfassers ein Heransaugen des Wassers an die Rückseite des Propellerflügels eintritt, wie es in Fig. 5 durch Kreisbogen angedeutet ist, dann glaube ich nicht, daß das Eine mit dem Anderen in Einklang gebracht werden kann. Die Wasserturbinenbauer arbeiten, soviel mir bekannt ist, mit ganz anderen Niveauflächen bei ihren Turbinen.

Ein sehr schönes Resultat der Theorie scheint mir die rechnerische Ermittlung (Fig. 6) jenes Strömungsbildes, das uns vor zwei Jahren Dr. Kempf¹⁾ gezeigt hat. Ich glaube, man kann mit einer solchen Übereinstimmung sehr zufrieden sein. Geradezu elegant ist ferner jene graphische Darstellung (Fig. 35) zu nennen, die den Schraubenwirkungsgrad betrifft, wobei einerseits die aufgewandte Arbeit, andererseits die Nutzarbeit des Propellers auf einfache

Weise durch eine Gerade und eine Parabel dargestellt werden. Das ist ein Diagramm, wie man es sich nicht schöner denken kann. Ich möchte jedoch anschließend die Frage stellen, ob dieses Diagramm auch ohne weiteres bei hoch belasteten Schrauben Verwendung finden kann, d. h. gerade bei denjenigen Schrauben, wie sie im Schiffsturbinenbau von allergrößter Bedeutung sind.

Ich komme zu dieser Bemerkung, weil mir von fachmännischer Seite etwas mitgeteilt wurde, das bei der Fülle des Stoffes, die hier geboten ist, leicht übersehen werden kann. Es ist nämlich zu bedenken, daß die Gebersschen Versuchspropeller nur unter ganz schwacher Belastung gearbeitet haben. Ein Propeller von 300 mm Durchmesser, den Gebers als größten Propeller erprobte, also ein normaler Motorbootpropeller, gab als maximale Zugkraft nur 20 kg, und der Propeller von 150 mm Durchmesser hatte 4,8 kg.

Auffällig erscheinen mir die in den Tabellen XXIV und XXV berechneten Schraubenwirkungsgrade, die meiner Meinung nach zu hoch sind; das hängt wohl damit zusammen, daß der Vortragende der Reibung einen sehr geringen Einfluß zuschreibt.

Eine weitere Bemerkung, die mir wichtig erscheint, betrifft das gegen Schluß des Vortrages gesperrt Gedruckte: „Der Satz, daß die Wirkungsweise der Schraube lediglich von dem Steigungswinkel des

austretenden Flüssigkeitsstrahls abhängig ist, kann als experimentell bewiesen angesehen werden.“ Da muß ich doch darauf hinweisen, daß jene Raumflächen (Fig. 11–14) in einzelnen ihrer Ordinaten meiner Meinung nach recht beträchtlich voneinander abweichen. Sie zeigen Differenzen von 30 %, ja an einigen Stellen von 50 %. Den gleichen Charakter der Flächen kann ich wohl zugeben, aber die Differenz in den Ordinaten ist denn doch zu groß, als daß man den experimentellen Nachweis der Gümbelschen Theorie aus den Taylorschen Versuchen als erbracht ansehen könnte.

Und ich möchte, meine Herren, dieser Bemerkung die folgende anschließen, die sich auf den ganzen Vortrag bezieht. Meiner Auffassung nach ist durch diese Übereinstimmung

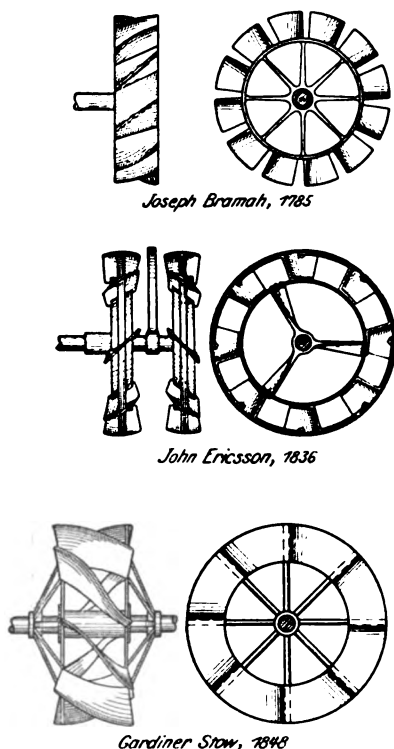


Fig. 54.

¹⁾ Vgl. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1912. S. 418, Fig. 21.

nicht nachgewiesen, daß die Anschauung des Herrn Kollegen Gümbel über den Strömungsvorgang mit dem tatsächlichen Vorgang in natura übereinstimmt; es ist vielmehr nur gezeigt, daß diese Anschauung genügt, um geometrisch ähnliche Propeller zu vergleichen. Darauf läuft schließlich die ganze Arbeit hinaus. Es ist eine schöne Rechnungsmethode, um an Hand gegebener Propeller neue Propeller zu ermitteln, um jene Unzahl von Versuchen, die im Laufe von 50 Jahren zusammengetragen wurde, systematisch zu ordnen, und für die Praxis verwertbar zu machen.

Eine Hypothese, eine Theorie ist dazu da, um durch eine andere ersetzt zu werden, und jene wird unseren Beifall finden, die die Erscheinungen am besten erklärt bzw. mit unseren Erfahrungen am besten übereinstimmt. Wenn aber der Herr Verfasser mir vor einigen Wochen, als er von seiner Arbeit sprach, sagte, für ihn sei das Propellerproblem erledigt, so möchte ich gerade nach Kenntnis dieser Arbeit sagen: für mich fängt das Propellerproblem überhaupt erst an! Wenn man nun trotz der bisher mangelhaften Kenntnisse der Propellerwirkung imstande gewesen ist, gute Propeller zu bauen, so werden wir doch gern jene alten Theorien verlassen und uns der Theorie Gümbel's zuwenden, wenn sie imstande ist, unsere Propeller zu verbessern. Aber selbst wenn in Richtung der Propellerkonstruktion kein Fortschritt zu erwarten wäre, so hat diese Arbeit doch eine derartige Fülle von Anregungen gebracht, daß man dem Historiographen des Schraubenpropellers Unvollständigkeit wird vorwerfen können, wenn er neben den Namen Froude, Rankine, Taylor u. a. den Namen des Kollegen Gümbel zu nennen vergißt. (Lebhafter Beifall.) Dem Vorstände der Schiffbautechnischen Gesellschaft stehen aber jene Mittel zur Verfügung, um dieser umfangreichen Arbeit die wohlverdiente Anerkennung zuteil werden zu lassen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Dr.-Ing. H. Reissner-Charlottenburg:

Meine Herren! Herr Gümbel hat uns in seinem schönen Vortrage ein außerordentlich großes Material sehr übersichtlich vor Augen geführt. Er hat uns ferner einen klaren Einblick in seinen Ideenkreis gegeben und hat uns die Resultate in sehr eleganter Weise durch Kurven vorgeführt.

Gegen den Ideenkreis des Herrn Gümbel lassen sich nun allerdings doch manche Einwendungen erheben, und ich möchte den wichtigsten Einwand, der hier ausschlaggebend zu sein scheint, etwas ausführlicher besprechen, insbesondere, da Herr Gümbel daraus der Vorwurf der prinzipiellen Unrichtigkeit gegen eine Klasse von Theorien herleitet, nämlich gegen die Klasse von Theorien, die ein Arbeiten von Schrauben in Fahrt ohne Ansaugung des Propellerstrahls als möglich in Betracht ziehen, und zu denen auch eine von mir entwickelte Theorie gehört.

Herrn Gümbels ganze Theorie baut sich auf zwei Voraussetzungen, die ich hier aussprechen möchte, und denen ich durchaus zustimme. Ich will nur nachher auseinandersetzen, daß die Schlüsse, die Herr Gümbel aus diesen Voraussetzungen zieht, nicht durchweg berechtigt sind.

Herr Gümbel nämlich verwertet die Beobachtung, daß an den Flügelblättern der Propeller ganz sicher erhebliche Unterdrücke auftreten, insbesondere an der Saugseite — daher der Name — und daß diese Unterdrücke die Überdrücke auf der Druckseite des Propellers überwiegen und für die ganze Wirkung das Maßgebende sind. Dieser Grundlegung des Herrn Gümbel stimme ich zu.

Zweitens macht er, ohne es ausdrücklich zu betonen, die Voraussetzung, daß innerhalb des Propellers eine wesentliche Kontraktion der Strömung des Propellerstrahls nicht stattfindet, da dafür gar kein Raum zur Verfügung steht, indem die axiale Kürze des Propellers eine wesentliche radiale Kontraktion der Strömung innerhalb des Propellers gar nicht

zuläßt. Er zieht daraus einen Schluß, dem ich ebenfalls zustimme, daß also innerhalb des Propellers die mittlere Strömungsgeschwindigkeit sich nicht ändert.

Das sind die beiden Voraussetzungen des Herrn Gümbel, die eine Propellertheorie nach meiner Meinung auch immer machen muß.

Nun schließt aber Herr Gümbel aus diesen beiden Voraussetzungen auf zwei Folgerungen, denen ich nicht zustimmen möchte, und bei denen ich auch glaube nachweisen zu können, daß ihnen niemand zustimmen kann.

Nämlich aus der Saugwirkung der Rückseite des Propellerflügels zieht Herr Gümbel den Schluß, daß eine mittlere Ansaugungsgeschwindigkeit des Propellerstrahls vor dem Propeller stattfinden muß; denn es träten eben Unterdrücke am Flügelblatt auf, also müsse auch eine Ansaugungsgeschwindigkeit auftreten. Diese Folgerung halte ich für falsch, jedenfalls halte ich diesen Schluß nicht für zwingend.

Zweitens, da innerhalb des Propellers eine Steigerung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit nicht stattfindet, wenigstens im wesentlichen nicht stattfindet, und da Strömungsbeschleunigung für die Erzeugung von Schub notwendig ist, so folgert Herr Gümbel, daß eine Beschleunigung der Strömung außerhalb des Propellers stattfinden müsse, daß die Strömung im wesentlichen ohne Beschleunigung durch den Propeller hindurchgehen müsse und daß die Beschleunigung, die vor und hinter dem Propeller stattfindet, das Wesentliche des Problems darstellt. (Zuruf: Axialbeschleunigung!) Sehr richtig! Daß also die Axialbeschleunigungen vor und hinter dem Propeller, nicht innerhalb des Propellers, das Wesentliche des Problems, die Schuberzeugung geben. Diesen Schluß halte ich ebenfalls nicht für zwingend, und ich glaube, wie folgt, zeigen zu können, wo der Trugschluß steckt.

Zunächst widerspricht die Folgerung schon den einfachsten Beobachtungen am Propeller. Wer, wie ich, unzählige Male sowohl vor einer Luftschraube in Fahrt gewesen ist, und zwar auf dem Flugzeug, als auch sehr oft dicht hinter einer Luftschraube geflogen ist, der weiß, daß der Zustand vor und hinter einer Luftschraube ganz außerordentlich verschieden ist. Während vor der Luftschraube sich eine relative Strömungsgeschwindigkeit der Luft, die größer ist als die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges, nicht feststellen läßt, ist unmittelbar hinter der Schraube eine rhythmisch ruckweise Bewegung der Luft, die man am eigenen Körper spürt, bei allen Fahrtgeschwindigkeiten, sowohl bei schnellen, als auch bei langsamen, bei allen Steigungen, bei allen Flügelbreiten, immer vorhanden. Insbesondere kann man diese Beobachtung ganz bequem machen, wenn man sich vor einer Schraube, die im Stand arbeitet, befindet. Hält man sich vor der Schraube mit einer Mütze auf dem Kopfe auf, so bleibt sie sitzen. Befindet man sich hinter der Schraube, dann wird einem die Mütze durch die Luftstöße sofort heruntergerissen. Also die Bewegung des Luftstromes ist eine außerordentlich ruckweise hinter der Schraube. Vor der Schraube ist sie gleichmäßig.

Demnach widerspricht die Beobachtung, daß die Geschwindigkeiten unmittelbar hinter der Schraube sehr viel größer sind, als vor der Schraube, den Folgerungen des Herrn Gümbel, und die Erklärung für diese Unstimmigkeit ist eben die, daß zwar die mittlere Strömungsgeschwindigkeit durch den Propeller konstant ist, daß aber der Propeller den Effekt hat, die Strömungsgeschwindigkeit, die vor dem Propeller nahezu homogen ist, außerordentlich stark zu deshomogenisieren und außerordentlich große Geschwindigkeitsunterschiede im Propellerstrahl zu erzeugen. Daher kommt es dann auch, daß, trotzdem die mittlere Strömungsgeschwindigkeit innerhalb des Propellers nicht wächst, ein Schub entstehen kann und auch eine Arbeit geleistet werden muß, um lebendige Kraft zu erzeugen. Und wenn man das nachrechnet, also eine Strömung nachrechnet, die mit konstanter mittlerer

Geschwindigkeit durch einen Mechanismus beliebiger Art hindurchgeht, die vorher nahezu homogene Geschwindigkeitsverteilung hat und dahinter eine räumlich stark veränderliche Geschwindigkeit, und man rechnet aus, wie groß die Kraft ist, um die Geschwindigkeitsverteilung inhomogen zu machen, dann bekommt man heraus, daß der Schub gleich ist der sekundlichen Bewegungsgröße, die in einer Flüssigkeit enthalten ist, die mit dem erzeugten Geschwindigkeitsunterschied in die Schraube ein- und ausströmt¹⁾; und es ergibt sich bei einer durchaus wahrscheinlichen räumlichen Ungleichförmigkeit des ausströmenden Strahls ein ganz erheblicher Schub, und zwar ein solcher Schub, daß er vollständig für die Erklärung der Schraubenwirkung ausreicht. Es ist also eine Erhöhung der mittleren Austrittsgeschwindigkeit für die Erzeugung eines Schubes eines Propellers nicht notwendig.

Meine Herren, für die Deshomogenisierung des Luftstromes spricht nun nicht bloß die Beobachtung und die Übereinstimmung der Rechnung mit dem gemessenen Schubwerte, sondern es spricht dafür auch das hydrodynamische Strömungsbild, das sich in den letzten Jahren entwickelt hat, nachdem große Schwierigkeiten überwunden waren, um die Hydrodynamik mit den wirklich beobachteten Widerstandswirkungen von Körpern in Einklang zu bringen. Die meisten von Ihnen, meine Herren, werden ja wissen, daß die Hydrodynamik sehr spät einen Einfluß auf die Hydraulik gewonnen hat, daß die bloß summarische Berechnung der Flüssigkeitswiderstände sehr lange mit Recht ihren Platz behauptet hat, und daß die strenge Hydrodynamik erst allmählich dazu gekommen ist, die Wirkungen zu erklären. Die erste Rechnung der Hydrodynamik betraf Potentialströmungen an Körpern, z. B. an dem Ellipsoid und an flügelähnlichen Körpern mit einwertigem Geschwindigkeitspotential, und ergab, daß Widerstände solcher Körper infolge derartig mathematisch einfacher Strömungen nicht entstehen können. Es wurde daraus gefolgert, also hat die Hydrodynamik überhaupt keinen Wert für die Technik der Strömungswiderstände, und diese Rechnungen müssen von anderer Seite her entwickelt werden.

Es ist nun aber in den letzten Jahrzehnten doch ein Anschluß der Hydrodynamik gewonnen worden, und es ist neuerdings ein hydrodynamisches Strömungsbild entstanden, dem von den hydrodynamischen wie hydraulischen Forschern, die sich mit der Frage beschäftigen, allgemein zugestimmt worden ist. Ich muß sogar meine Verwunderung darüber aussprechen, daß Herr Gümbel in seinem Vortrage sich mit diesem Strömungsbilde so gar nicht beschäftigt hat, da doch ein spezieller Fachkollege des Herrn Gümbel, Herr

¹⁾ Es sei die axiale lokale Anströmungsgeschwindigkeit $v_0 + v_1$, wo v_0 die Fahrtgeschwindigkeit und v_1 die lokale zusätzliche Geschwindigkeit, so zwar, daß die mittlere Anströmungsgeschwindigkeit gleich v_0 bleibt, d. h. daß $\int v_1 dF = 0$ ist.

Der Gewinn an Bewegungsgröße, der im wesentlichen den Schub erzeugt, ist dann:

$$P = \int \rho dF (v_0 + v_1) v_1 = \rho v_0 \int dF + \rho \int dF v_1^2,$$

und da das erste Glied der rechten Seite wegen der Unveränderlichkeit der mittleren Geschwindigkeit verschwindet

$$P = \rho \int dF v_1^2.$$

Da diese Summierung nur aus positiven Gliedern besteht, ist sicher bei jeder Ungleichförmigkeit der Strömung ein Schub notwendig und Herrn Gümbels Ausweg, die Schub erzeugende Beschleunigung ganz außerhalb des Propellers zu legen, nicht nur unnötig, sondern auch das Wesentliche außer Acht lassend.

Professor Foettinger in Danzig, neuerdings auf der vorjährigen Sitzung der wissenschaftlichen Gesellschaft für Flugtechnik eine sehr schöne Darstellung des von Kutta, Yonkowski, Riabouchinski und ihm selbst entwickelten hydrodynamischen Strömungsbildes gegeben hat, und auch im einzelnen gezeigt hat, daß von jetzt ab dieses hydrodynamische Strömungsbild als wesentlich richtig betrachtet werden kann und die Propellerwirkungen schon jetzt auch qualitativ richtig wiedergibt.

Es hat sich nämlich aus der Hydrodynamik der Widerstände von Flügeln, die in gerader Linie bewegt werden, eine Hydrodynamik der Widerstände von Flügeln, die im Kreise bewegt werden, entwickelt, und zwar hat die Hydrodynamik dadurch den Anschluß an die Wirklichkeit gefunden, daß der axialen Durchströmung durch den Propeller überlagert wird eine Umströmung der Propellerflügel, eine sogenannte Zirkulation der Strömung um die Propellerflügel. Wenn hier demonstrierend der Propellerflügel aufgezeichnet ist, dann würde die Strömung der einfachen Durchströmung ein solches Bild ergeben.

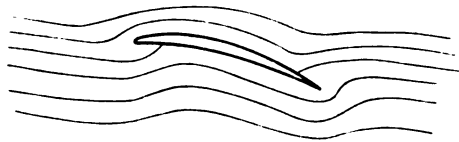


Fig. 55.

Dieses Bild stimmt sicher mit der Wirklichkeit nicht überein, und es würde sich kein Schub- und kein Drehmoment des Propellers bei dieser Art einer stationären Strömung ergeben. Es wird nun der Strömung eine zweite Strömung überlagert, die in diesem Sinne um den Flügel herumkreist. Das ist hier (demonstrierend) ein Schnitt durch das Flügelblatt — die in solchem Sinne herumkreist, daß an der Saugseite, an der oberen Seite, an der Rückseite des Propellers die Geschwindigkeit sehr stark vergrößert wird, und auf der Druckseite des Propellers die Geschwindigkeit verkleinert wird. Durch Vergrößerung der Geschwindigkeit entsteht dann der Unterdruck auf der Rückenseite, durch Verkleinerung der Geschwindigkeit der Überdruck auf der Druckseite. Das Strömungsbild verwandelt sich dann und wird so (demonstrierend). Es entstehen also hier sehr große Geschwindig-

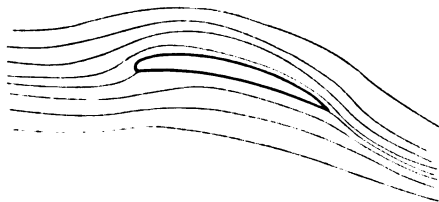


Fig. 56.

keitsunterschiede. Es entstehen die Unterdrücke, die das Experiment so schön zeigt, die auch in Herrn Gümbels Vortrag wiedergegeben sind, und die Herr Fuhrmann neulich gemessen hat, und auf der Druckseite endlich entstehen Überdrucke, die aber nicht so wichtig sind, wie die Unterdrücke auf der Saugseite. Fügt man eine solche Zirkulation zu der Strömung hinzu, dann entstehen tatsächlich Drehmomente und Schübe, die allerdings nur dann der Wirklichkeit zahlenmäßig entsprechen werden, wenn auch die Energieverluste durch die scharfe Umströmung der Vorderkante und die Oberflächenreibung der Flügel

berücksichtigt werden könnten. Diese Zirkulation, die zu der einfachen Durchströmung des Propellers hinzugefügt werden muß, die sich erzeugt durch die Reibung, durch das Haften der Flüssigkeit an den Propellerflügeln — darauf kann ich hier nicht eingehen — die erzeugt nun auch tatsächlich die Inhomogenität der Strömung, denn es werden auf der Saugseite sehr große Geschwindigkeiten erzielt, auf der Druckseite sehr kleine Geschwindigkeiten. Die Strömung wird dadurch inhomogen und auch die summarische Rechnung des sekundlichen Gewinns an Bewegungsgröße, der ja im wesentlichen dem erzeugten Propellerschub entspricht, liefert dann die Schübe, die der Propeller tatsächlich erzeugt.

Meine Herren, ich glaube durch diese Bemerkungen den Schluß des Herrn Gümbel, daß aus der Unveränderlichkeit der mittleren axialen Durchströmungsgeschwindigkeit eine notwendige mittlere Ansaugung vor dem Propeller bzw. eine notwendige Strömungsbeschleunigung vor dem Propeller folgt, als nicht zwingend nachgewiesen zu haben, und ich glaube dadurch den Vorwurf, den Herr Gümbel einer Reihe von Theorien macht, daß sie die Ansaugung des Propellers als nicht prinzipiell notwendig auffassen, entkräftet zu haben.

Herr Professor Lorenz-Danzig:

Meine Herren! Ich möchte zur Ergänzung der hochinteressanten Darlegungen von Herrn Professor Gümbel und der sehr schönen Ausführung des Herrn Reißner ein Diagramm Ihnen anskizzieren, welches sich auf ein paar Versuche bezieht, die an dem Modellboot

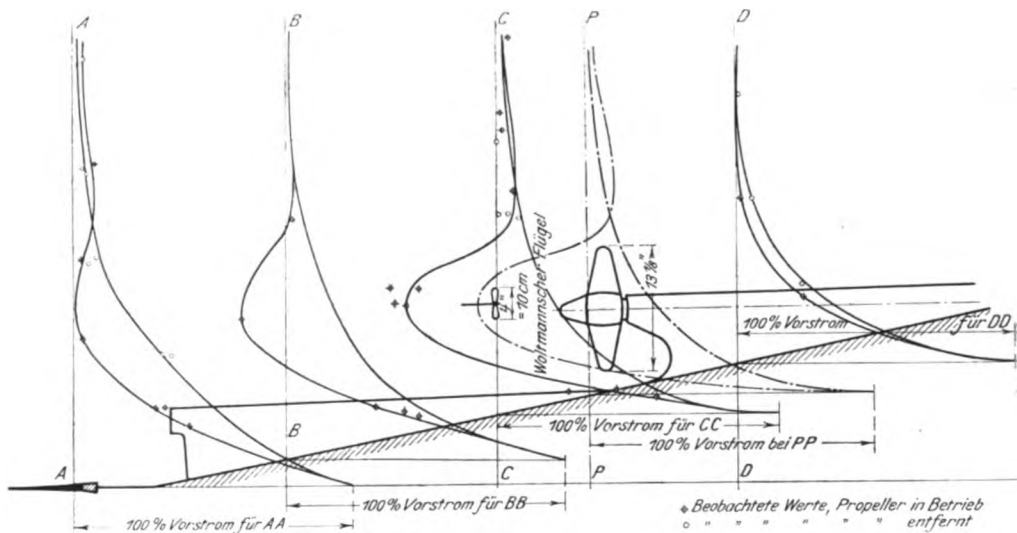


Fig. 57.

für die „Mauretania“ von Herrn Ingenieur Wurl in Newcastle gemacht wurden und die bis jetzt noch nicht bekannt gegeben sind. Ich habe auch heute früh erst die Autorisation erhalten, sie hier mitzuteilen.

Man hat nämlich in unmittelbarer Nähe des Hinterschiffs mittels eines Woltmann-Flügels die relative Geschwindigkeit des Wassers gegenüber dem Schiff gemessen, sowohl als der Propeller abgenommen war als auch mit arbeitendem Propeller.

Die Auftragung dieser Geschwindigkeiten lieferte dann die in der Figur ausgezogenen Kurven, von denen diejenigen ohne Propeller mit den bekannten Vorstromkurven

übereinstimmen. Wurde der Propeller angebracht und in Betrieb gesetzt, so erfuhr die Kurve bei DD, also auf der Eintrittsseite, infolge der Saugwirkung der Schraube eine deutliche, aber immerhin nur mäßige Auslenkung. Dagegen nahmen die Linien bei CC, BB und AA hinter dem Propeller eine total veränderte Gestalt an, aus der die erhebliche Geschwindigkeitszunahme in der Schraube deutlich erhellt¹⁾.

Mit diesen Versuchsergebnissen scheint mir nun die Grundannahme des Herrn Vortragenden, daß die Geschwindigkeitszunahme schon vor dem Propeller nahezu vollendet ist, nicht vereinbar zu sein.

Die Versuche sind leider bisher nicht publiziert. Aber ich glaube, das Ergebnis ist schon interessant genug und hat jedenfalls praktische Bedeutung.

Herr Oberingenieur Wagner-Berlin (als Gast):

Meine Herren! Ich möchte zunächst als Entschuldigung dafür, daß ich als Outsider zu diesem Vortrage das Wort ergreife, bemerken, daß in den nächsten Tagen von mir ein Buch erscheint, in dem ich mich mit verschiedenen Fragen, die den Schiffbau betreffen, beschäftige, darunter auch mit dem Propeller. Die Einsicht nun, die ich durch meine Arbeiten in dieses Problem bekommen habe, hat mich dazu geführt, auf verschiedene Widersprüche hinzuweisen, die ich hauptsächlich in dem mathematischen Aufbau der Theorie, die Herr Gümbel heute vorgeführt hat, finde. Im Gegensatz zu dem, was Herr Gümbel entwickelt hat und was Herr Krainer bestätigt, bin ich nämlich der Ansicht, daß man den Propeller nur in sehr weitem Sinn als eine Umkehrung der Turbine betrachten kann. Ich gehe zunächst von dem einfachen Grundprinzip hydraulischen Schiffsantriebs aus, wofür ich hier einige Formeln aufgeschrieben habe.

Wenn wir die theoretische Steigung des Propellers mit v_p bezeichnen, so ist bekanntlich der Axialschub, den ich P nenne, gegeben durch

$$P = F v_p \gamma \frac{c}{g} = G \frac{c}{g}.$$

Dieser wie jede Kraft paarweise auftretende Schub befördert einmal den Slipstrom nach hinten und erzeugt die als Verlustarbeit auftretende Slipenergie

$$L_c = G \frac{c}{g} \frac{c}{2},$$

das andere Mal die sogenannte nutzbare Treibarbeit des Schiffes

$$L_s = G \frac{c}{g} v_s,$$

wo v_s die Schiffsgeschwindigkeit ist.

Letztere Arbeit können wir nur in weiterem Sinne als eigentliche Nutzarbeit bezeichnen, denn der Druckwert P wird aufgewandt, um den Schiffswiderstand zu überwinden, und was wirtschaftlich nutzbar von der aufgewandten Gesamtarbeit verbleibt, ist streng genommen nur die Ortsveränderung des Schiffes.

Wenn ich die Summe der beiden Arbeitswerte addiere, bekomme ich die Gesamtarbeit

$$L = L_s + L_c = G \frac{c}{g} \left(v_s + \frac{c}{2} \right),$$

und wenn ich jetzt den Quotienten $\frac{L_s}{L}$ aufstelle, bekomme ich das, was ich Nutzverhältnis nenne und was ja eine alte bekannte Formel ist

$$\eta_n = \frac{2 v_s}{2 v_s + c}.$$

Wir sehen aus dieser Formel, daß η_n mit abnehmendem v_s , also wachsendem c bei $v_s = 0$,

¹⁾ Aus den Kurven habe ich die punktierten Linien für PP, d. h. den Austrittsquerschnitt durch Extrapolation, abgeleitet.

gleichfalls den Nullwert erreicht, und daß anderseits $\eta_n = 1$ wird, wenn v_s die Größe v_p annehmen würde, d. h. wenn c die Größe Null erreicht.

Sobald wir diese idealen Antriebsformeln auf den Propeller anwenden, würde zu der Gesamtarbeit L noch ein Summand hinzukommen, welcher die Rotationskomponente enthält, von der eine Schraube stets begleitet ist, und die das Äquivalent der Slipkomponente darstellt. Der Ausdruck für η_n würde im Nenner durch einen weiteren Summanden vermehrt werden, der aber am Charakter der ganzen Formel nichts ändert, denn diese beiden Größen hier, die Umfangskomponente und Slipkomponente, werden immer ähnliche Funktionen sein, die im gleichen Sinne das Nutzverhältnis beeinflussen.

Vergleichen wir demgegenüber den von Herrn Professor Gümbel für die Identität des Propellers mit der Turbine oder ihrer Umkehrung, d. h. der Pumpe, versuchten Nachweis, dann ergibt sich das folgende:

Herr Professor Gümbel hat in der Figur 4 des Vortragsheftes das angebliche Diagramm des Propellers aufgezeichnet, und weist nach, daß dieses Diagramm mit dem der Turbine identisch ist. Ich habe dasselbe Diagramm noch einmal etwas übersichtlicher hier unten aufgezeichnet. Dies (Fig. 58) ist das Diagramm der Turbine. Ich könnte es als Diagramm der Pumpe bezeichnen, wenn ich es um 180° um die Ordinatenaxe herumdrehe.

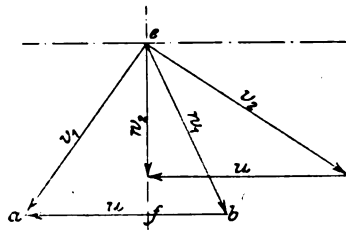


Fig. 58.

Nun möchte ich auf den Satz des Vortrages Bezugnehmen: „Diese von der Antriebsmaschine zu leistende Dreharbeit wird verbraucht: 1. zur Erzeugung der Nutzschubarbeit.“ Das stimmt, denn die Formel, die Herr Gümbel aufschreibt, ist mit der für L_s identisch. Zweitens sagt er: „Zur Erzeugung der lebendigen Kraft des mit der absoluten Geschwindigkeit ec aus dem Schraubenelement austretenden Flüssigkeitsstrahles.“ Diese Formel (Gleich. 5) ist identisch mit dem, was ich vorher Slipverlust L_c nannte. Soweit ist die Ableitung richtig. Dann sagt aber Herr Professor Gümbel: „Die Dreharbeit der Antriebsmaschine wird verbraucht: 3. „Zur Deckung der durch Stoß, Reibung und Wirbelung in der Schraube auftretenden Energieverluste, ausgedrückt durch den Verlust an kinetischer Energie der austretenden Flüssigkeitsmasse gegenüber der eintretenden — auf relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit gegenüber der Schraube bezogen —

$$\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot d \cdot r \cdot e \cdot f \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{a^2 c^2 - a^2 e^2}{2} \cdot u$$

Die Annahme dieser Größe als Ausdruck der Propellerverluste ist falsch.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley: Herr Oberingenieur, seien Sie doch so freundlich und sprechen Sie in den Saal hinein; wir können nichts verstehen!

Herr Oberingenieur Wagner: Jawohl! Wenn ich das Diagramm (Fig. 58) als Turbinendiagramm betrachte, so komme ich zu folgendem Resultat: Die verfügbare Energie, d. h. die Energie, die in einer Turbine dieses Diagramm liefern

könnte, ist gegeben durch $L = \frac{G}{2g} (w_1^2 + v_2^2 - v_1^2)$, d. h., der Propeller müßte, wenn ich ihn als Turbine laufen lasse, eine Leitvorrichtung haben, welche eine Geschwindigkeit von der Größe w_1 erzeugt. Diese müßte sinngemäß hinter dem Propeller sitzen, um das zu bewirken. Und dazu müßte in der Laufeinrichtung der Turbine die Geschwindigkeitsdifferenz $v_2 - v_1$ erzeugt werden, so daß ich also eine Überdruckturbine erhalten würde, deren Umsatzenergie in der Leitschaukel durch die Größe w_1^2 gegeben ist, und deren in der Laufschaufel umgesetzte Energie die Größe $v_2^2 - v_1^2$ hat.

Die Turbine mit dem Diagramm Fig. 58 gestattet nun als nutzbare Energie folgenden Betrag aufzuschreiben $L_n = \frac{G}{2g} (w_1^2 - w_2^2 + v_2^2 - v_1^2)$, welcher identisch ist mit der Gleich. 8 auf Seite 441 des Vortrages. Diese Formel gibt also in Wirklichkeit die nutzbare Energie einer Turbine, die dieses Diagramm hat, an, und die Größe $v_2^2 - v_1^2$ hat, bezogen auf das Turbinendiagramm, nichts mit den unter 3. geltend gemachten Werten zu tun, nämlich mit Verlusten, die durch Stoß, Reibung und Wirbelung in der Schraube erzeugt werden. Die Einführung dieses Gliedes $ac^2 - ae^2$ hat lediglich den Effekt, die tatsächlich im Propeller wirksamen Arbeitsgrößen dahin zu ergänzen, daß das Diagramm des Propellers scheinbar mit dem der Turbine identisch ist, was in Wirklichkeit aber nicht eintreten kann.

Es sei nebenbei bemerkt, daß Herr Professor Gümbel selbst die Geschwindigkeiten w_1 und w_2 am Anfange seines Vortrages sehr richtig als relativ bezeichnet, wobei immer zu berücksichtigen ist, daß sie einen andern relativen Wert haben als solche in der Turbine, indem eine absolute Geschwindigkeit des Wassers nur in Größe der Slipkomponente c eintritt, während der übrige Teil der relativen Geschwindigkeitsgröße durch eine Bewegung des Propellers, d. h. die Ortsveränderung desselben, entgegen der Strömungsrichtung erzeugt wird, was bei der Turbine nicht der Fall ist. Während wir also beim Propeller, wie ich schon erwähnte, als wirtschaftlichen Endeffekt eine Ortsveränderung gewinnen, setzen wir in der Turbine eine verfügbare Druckhöhenenergie in mechanische Arbeit um, also auch der gesamte Arbeitseffekt und die Arbeitsumsetzung haben ganz andere Wege und Ziele. Zu welchen Konsequenzen diese falsche Voraussetzung führt, kann ich an folgendem zeigen.

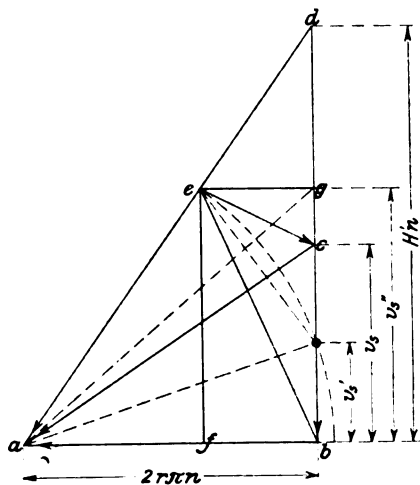


Fig. 59.

geschwindigkeit v_s variere, d. h. sie auf v_s' sinken lasse und einen Slip von der Größe $cf - v_s'$ erhalte, bekomme ich das widersprechende Resultat, daß die angebliche Verlustgröße bis zum Werte Null abnimmt, weil $ac^2 = ae^2$ wird. Das Resultat ist noch widersprechender, wenn ich mit v_s' noch weiter heruntergehe. Dann wird die Größe $ac^2 - ae^2$,

die die Verluste repräsentieren soll, ein negativer Wert. Umgekehrt, wenn ich die Slipgeschwindigkeit verringere, verringert das auch offenbar die Nebenverluste. Aus Fig. 59 folgt dagegen, daß die Größe $a c - a e$, wenn ich v_s auf v_s'' vergrößere, die Länge $a g$ annimmt, und das Differenzquadrat zunehmen würde, was wieder den Tatsachen entgegensteht.

Dann möchte ich auf die Figur 23 Seite 477 des Vortrages hinweisen. Der Vortragende hat diese Figur in seinem mündlichen Vortrage hier gezeigt und sagt mit bezug darauf wörtlich: „daß es eine Fortschrittsgeschwindigkeit $b c$ geben muß, welche größer als die Geschwindigkeit $b d$ ist, bei welcher ein Drehmoment in dem Schraubenelement nicht auftritt, dagegen eine negative Schubkraft.“ Meine Herren, damit ist meiner Meinung nach die Tatsache des Perpetuum mobile ausgesprochen (Heiterkeit); denn wenn ich, ohne ein Drehmoment aufwenden zu müssen, in einem Schraubenelement eine Schubkraft erzeugen kann — ob diese positiv oder negativ ist, ist mir gleichgültig, ich kann mit einer negativen auch etwas anfangen — dann kann ich sicher einen Propeller konstruieren, der in sämtlichen Elementen gleichzeitig diese Eigenschaft hat. Damit wäre aber die Tatsache gegeben, daß ich einen Schub erzeugen kann — können müßte — ohne Drehmoment, was natürlich nicht möglich ist.

Auf den Umstand, daß man die Stromwirkung zwischen zwei Flügeln nicht als Düsenwirkung betrachten kann, hat Herr Professor Krainer schon hingewiesen. Ich möchte das noch weiter dahin ergänzen, daß eine solche Wirkung selbstverständlich vollkommen ausgeschlossen ist zunächst mit Rücksicht darauf, daß eine Düsenwirkung, d. h. eine Beschleunigung, nur in einem geschlossenen Kanal stattfinden kann. Einen geschlossenen Kanal haben wir aber bei Schraubenpropellern nie. Die äußere Kanalwand ist nie vorhanden. Also Düsenwirkung kann hier nicht eintreten, noch weniger mit Rücksicht darauf, daß, wie Herr Professor Krainer schon erwähnte, die Flügelschnitte, welche die Düsenwände bilden sollen, sich nach außen hin immer weiter voneinander entfernen und teilweise oder vollkommen zu einander entgegengesetzte Bewegungsrichtung annehmen. Damit wird auch die aus der Düsenwirkung gefolgerte Ableitung der effektiven Steigung hinfällig.

Wenn ich nun noch einmal kurz auf meine eigene Arbeit zurückkommen darf, so möchte ich bemerken, daß, soweit der Schraubenpropeller in Betracht kommt, auch meine Arbeit allerdings wie das Hornberger Schießen ausgeht. Aber die tiefere Einsicht, die ich meiner Überzeugung nach in das Problem gewonnen habe, hat mich erkennen lassen, wie ein Propeller gestaltet werden muß, damit er bessere Wirkungsgrade, d. h. Wirkungsgrade, die in die Nähe von Turbinenwirkungsgraden kommen, ergeben kann. Ich will mich selbstverständlich nicht in prophetischen Auslassungen in dem Sinne weiter ergehen, welche Wirkungen diese Arbeiten haben werden. Ich überlasse das der Kritik der Interessenten, denen ja mein Buch in kurzer Zeit zur Verfügung stehen wird.

Herr Baurat Beyerhaus - Charlottenburg (als Gast):

Meine Herren! Ich habe mich voriges Jahr sehr eingehend mit den Ergebnissen der bekannten Gebersschen Versuche beschäftigt und bin zu der Überzeugung gekommen, daß die Hauptbeschleunigung in der Schraube stattfindet, und man erkennt, daß das unbedingt sein muß, sobald man einmal etwas anfängt zu rechnen. Wenn man also die Neigung ins Auge faßt, unter der der Schraubenstrom des äußeren Umfanges gegen die Achse gerichtet ist und berechnet, was für eine gegen die Mitte, also gegen die Achse gerichtete Geschwindigkeitskomponente da vorhanden ist, und nun ausrechnet, welche Kraft notwendig ist, um diese Geschwindigkeitskomponente auf einem gegebenen Wege zu vernichten, dann kommt man nämlich auf ungeheuerer Drücke im Mittelpunkt, in der Achse der Schraube, und die Vernachlässigung dieser Drücke hat auch dazu geführt, daß die Ergebnisse, die Dr. Gebers aus seinen Beobachtungen gezogen hat, nicht ganz richtig sind. Er hat nämlich nur ein-

seitige Beobachtungen gemacht, also nicht den statischen Druck auch zugleich gemessen. Er war also gezwungen, den statischen Druck im Rechnungswege zu gewinnen, und hat ihn dadurch ermittelt, daß er die zentrifugale Wirkung aus der einfachen Schraubenrotation berechnet hat. Er hat aber nicht bedacht, daß eine andere zentrifugale Wirkung vorhanden ist in einer Ebene, die durch die Achse des Propellers hindurchgeht, die tatsächlich viel, viel größer ist, und man erkennt das sofort, sobald man anfängt zu rechnen. Infolgedessen sind die Drehmomente, die daraus herausgerechnet worden sind, viel zu groß, es haben sich sogar fast doppelte oder doch über 50 % zu große Drehmomente ergeben, was sich zeigt, wenn man sie mit dem gemessenen Drehmoment vergleicht.

Alles dies hat mich nun veranlaßt, einmal tiefer hineinzudringen und mir den ganzen Vorgang der Beschleunigung im Propeller selbst klar zu machen. Ich habe gefunden, daß da ganz eigenartige charakteristische Vorgänge vorhanden sind, die ganz speziell für das Propellerproblem charakteristisch sind. Eine Frage, die hier sehr maßgebend ist, hat seinerzeit schon Herr Geheimrat Flamm angeschnitten. Er hat die Frage gestellt: wie kommt das eigentlich, daß vor der Schraube ein starker Sog ist und hinter der Schraube dieser große Druck. Man sieht doch an der Wasseroberfläche nichts. Die Wasseroberfläche ist vor der Schraube fast gerade so wie hinten, denn diese kleine Absenkung vor der Schraube erklärt die Sache nicht. Anders ist die Sache bei einem Schaufelrad. Da sehen wir ganz deutlich tiefe Absenkung vor dem Schaufelrad, hohen Wasserberg hinter dem Schaufelrad und da können wir uns die Wirkung des Schaufelrades erklären. Bei dem Schaufelrad kommt tatsächlich die Schwerkraftwirkung des Wassers hauptsächlich in Frage, weil das Wasser lange genug in dem Schaufelrad verweilt, daß diese Schwerkraftwirkungen zur Geltung kommen. Ganz verschieden davon ist die Wirkung im Propeller. Beim Propeller treten die Schwerkraftwirkungen des Wassers völlig gegenüber den Trägheitswirkungen des Wassers zurück. Ich will es durch ein Beispiel veranschaulichen. Nehmen wir ein Gewicht von 1 kg, das an einer Schnur hängt, so bewirkt es eine Spannung in der Schnur von 1 kg. Mehr kann das Kilogramm nicht leisten. Wenn ich aber jetzt — will einmal sagen — $\frac{1}{100}$ Sekunde eine sehr große Kraft von oben an der Schnur wirken lasse, dann kann ich das 1 kg-Gewicht zwingen, die 100- und 1000-fache Kraft auf den Faden zu übertragen, wenn ich es nur rasch genug mache. In der Weise finden die Wirkungen im Propeller statt. Im Propeller finden die Druckwirkungen nicht durch die Schwerkraftwirkungen des Wassers statt, sondern durch die Trägheitswirkungen, und alles erklärt sich, sobald wir uns einmal durch rechnerisches Vorgehen klar machen, wieviel Zeit denn das Wasser überhaupt im Propeller verweilt.

Ich will einmal ein kleines Beispiel anführen. Ich habe an dem Gebersschen Propeller gerechnet und gefunden, daß beispielsweise das Wasser ungefähr $\frac{1}{20}$ Sekunde in der Schraube verweilt. Um diesen Wert herum wird es auch in der Praxis vielleicht spielen. Ein Körper, der der Schwerkraft frei überlassen ist, legt in der ersten Sekunde, wenn er frei fällt, einen Weg von rund 4—5 m zurück, sagen wir rund 5 m. Ist aber nur $\frac{1}{20}$ Sekunde vorhanden, dann verhalten sich die Wege wie die Quadrate der Zeiten. Also wenn nur $\frac{1}{20}$ Sekunde zur Verfügung steht, so ist der Weg nur $(\frac{1}{20})^2$, das ist $\frac{1}{400}$. Wir bekommen also statt eines Weges von 5 m nur einen Weg von etwas über 1 cm. So erklärt es sich, daß kolossale Druckwirkungen auf das Wasser ausgeübt werden können, ohne daß dieselben in der Oberfläche irgendwie nennenswert zutage treten. Man hat es eben lediglich mit Trägheitswirkungen zu tun. Dies muß man sich ganz klar machen, wenn man überhaupt einen Einblick in die Wirkungen des Propellers bekommen will.

Nun will ich versuchen, das eigenartige Prinzip klar zu machen, wie es kommt, daß das Wasser in der Schraube stark beschleunigt wird und dennoch eigentlich tatsächlich mit demselben äußeren Druck eintritt wie austritt.

Ich will also statt eines Wasserteilchens zunächst einmal eine gewöhnliche Kugel nehmen. Denken wir, eine Kugel bewegt sich geradeaus, dann wird sie eine Parabel beschreiben. Jetzt denke ich mir unter der Kugel eine quergeneigte Ebene. Jetzt tritt nicht die Schwerkraft senkrecht auf, sondern die seitlich gerichtete Komponente, und es entsteht wieder eine Parabel, aber seitlich hin, und die Axialgeschwindigkeit bleibt unverändert. Es tritt nur noch zu der Axialgeschwindigkeit eine seitliche Komponente hinzu, und die Gesamtgeschwindigkeit entspricht in jedem Augenblick dem Zusatz an Fallhöhe oder, wenn man es mathematisch ausdrückt, die kinetische Energie nimmt in dem Maße zu, wie die potentielle Energie abnimmt. An diesem ganzen Vorgang wird nichts geändert, wenn ich gleichzeitig diese quergeneigte Ebene langsam hebe, also mit einer Geschwindigkeit, daß die Geschwindigkeitsgröße nicht in Betracht kommt. Dann wird fortwährend die potentielle Energie dieser Kugel vermehrt, ohne daß das irgendwie sonst zum Ausdruck kommt. Ich kann es sogar so einrichten, daß am Schlusse des Bewegungsvorganges die wirkliche potentielle Energie gerade so groß ist wie am Anfange, und dennoch hat die Kugel fortwährend potentielle Energie aus sich selbst abgegeben und in kinetische Energie verwandelt, ist also fortwährend beschleunigt. Denken wir uns nun diese quergeneigte Ebene zugleich in der Längsachse geneigt, dann wird zu der Querbeschleunigung auch zugleich eine Längsbeschleunigung hinzukommen. Nun kann ich doch aber diese Ebene auch wieder so heben, daß tatsächlich von außen der Kugel so viel potentielle Energie zugeführt wird, als sie selbst in kinetische Energie umsetzt. Ich kann dieses Heben der Ebene auch ersetzen durch ein horizontales Weiterbewegen in der Quere. Dann wird gar nichts daran geändert. Das ist genau so, als wenn ich die ganze Ebene hebe. Jetzt haben wir genau das Bild des Vorgangs, wie er im Propeller stattfindet. Im Propeller haben wir eine quergeneigte Druckfläche, wenn ich einmal den Ausdruck gebrauchen darf. Dieses Druckgefälle ist außerordentlich stark. Ich habe es ausgerechnet z. B. für den Gebersschen Propeller. Da kam ein Druckgefälle von etwa 5 : 1 heraus, also nicht 1 : 5, sondern 5 : 1, $\frac{1}{2}$ gegen die Senkrechte geneigt.

Ja, könnte man nun fragen: wie kommt es denn, daß der eine Flügel nicht das Wasser über sich herüberstürzen läßt und der andere das Wasser bis auf den Grund absaugen läßt? Da kommt wieder in Frage, daß eben das Wasser so kurze Zeit im Propeller ist, daß das Wasser gar keine Zeit hat, diese Bewegung zu machen. Es wird eben auch wieder die Trägheitswirkung des Wassers in Anspruch genommen. Wenn das Wasser durch eine Krümmung sich hindurchbewegt, dann wird es, wenn es viel Zeit gebraucht, naturgemäß an der äußeren Krümmungsseite aufsteigen und an der inneren Krümmungsseite absteigen, und es wird sich da, wie bei jedem Strom und Kanal, ein Quergefälle bilden, entsprechend der Zentrifugalkraft. Wenn aber das Wasser mit großer Geschwindigkeit durch eine ganz kurze Krümmung hindurchgeht, dann hat das Wasser keine Zeit, diese Aufsteigung bzw. Absenkung zu machen. Man braucht bloß den Weg aus der Zeit zu berechnen. Man findet dann tatsächlich, daß diese Druckwirkungen stattfinden können, ohne daß sie wesentlich in die äußere Erscheinung treten, wenn nur die Zeit genügend kurz ist.

Also tatsächlich ist nun der ganze Beschleunigungsvorgang in der Schraube derartig: Das Wasser kommt mit einer gewissen Geschwindigkeit in die Schraube, trifft nun auf eine geneigte Druckebene. Für unsere Vorstellung wollen wir also einmal mit einer Neigung rechnen, in Wirklichkeit ist es ja nur ein Druckgefälle, was also nicht durch ein äußeres Spiegelgefälle in die Erscheinung tritt, sondern nur ein Druckgefälle. Indem das Wasser nun sich in der Hauptsache geradeaus weiter bewegt, kommt es, wie man leicht, wenn man sich die Sache graphisch darstellt, erkennt, in immer niedrigere Druckzonen hinein, muß sich also dadurch unbedingt immer fortwährend beschleunigen. Aber wie kommt es nun, daß am Schluß doch der Druck im wesentlichen derselbe ist, wie im

Anfang? Ja, gleichzeitig rotiert der Propeller, und der Propeller hat also von der Druckseite nach der Saugseite, von der Druckseite des einen Flügels nach der Saugseite des andern Flügels ein sehr starkes Druckgefälle. Auf dieses Gefälle muß das Wasserteilchen hinaufklettern, mag es wollen oder nicht, es muß wegen seiner Trägheitswirkung. Der Propeller dreht sich so rasch, daß das Wasser ihm nicht ausweichen kann. Es wird ja also lediglich die Trägheitswirkung des Wassertropfens in Anspruch genommen. Die Trägheitswirkung ist aber keine absolute, und infolgedessen folgt also das Wasser tatsächlich doch etwas dem Gefälle. Oder ich kann es mit anderen Worten so ausdrücken: Dem Wassertropfen wird fortwährend potentielle Energie zugeführt, indem er auf diese ansteigende Ebene hinaufgezwungen, oder richtiger gesagt, durch äußere Gewalt dem Druckgefälle entgegen bewegt wird. Die ansteigende Ebene, oder richtiger gesagt, die ansteigende Druckwelle geht mit Gewalt darunter durch, und das Wasser kann nicht so rasch ausweichen, muß also hochkommen, d. h. auf passive Weise in eine höhere Druckzone gelangen. Außerdem folgt das Wasser aktiv dem Druckgefälle, welches vorliegt, und dieses Druck-

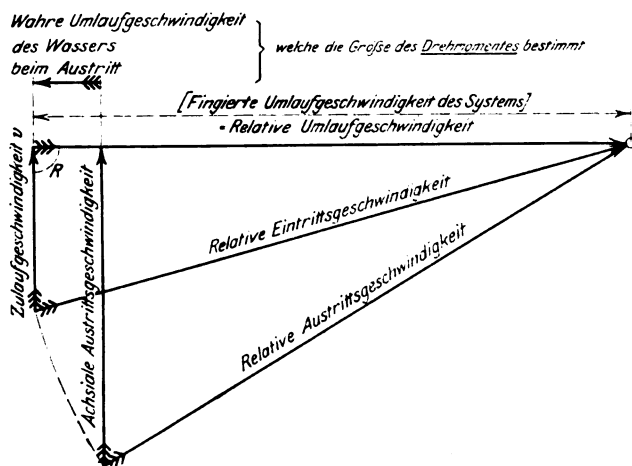


Fig. 63.

gefälle geht von der positiven Druckseite des einen Flügels nach der negativen Saugseite des andern. Also wir haben eine Druckniveaubene vor uns, wie sie vorhin geschildert war, welche nicht nur quergeneigt ist, sondern auch in der Längsrichtung geneigt ist. Also der Wassertropfen beschleunigt sich zugleich in der Längsrichtung und zugleich in der Quere. Aber die Beschleunigung in der Längsrichtung ist bedeutend größer. Da nämlich der maßgebende Flügelquerschnitt stets um mehr als 45° schräg gegen die Achse gerichtet ist, so nähert sich das Hauptgefälle mehr der axialen als der tangentialen Richtung. Die Beschleunigung in axialer Richtung muß also auch im Propeller die tangentielle übertreffen.

Nun kann man das Ganze auch auf andere Weise auffassen, ähnlich wie Professor Gümbel es getan. Nur diesem einen Satze von Herrn Professor Gümbel, wo er sagte, daß die axiale Eintrittsgeschwindigkeit gleich der axialen Austrittsgeschwindigkeit sei, bedauere ich widersprechen zu müssen. Nach meiner Überzeugung, die ich eben durch rechnerische Ergebnisse an der Hand von Propellerversuchen bestätigt gefunden habe, ist im wesentlichen die relative Eintrittsgeschwindigkeit gleich der relativen Austrittsgeschwindigkeit.

Darf ich jetzt einmal um das Bild bitten? (Fig. 60.)

Es ergibt sich daraus eine außerordentlich schöne Konstruktion. Also im wesent-

lichen halte ich das fest, was auch Herr Professor Gümbel gesagt hat, und was ich mir voriges Jahr schon selbst durch eigenes Studium klar gemacht habe, daß man bei den Propellern hauptsächlich die Austrittsrichtung des Strahles festhalten muß und daß die im wesentlichen durch die Mitte der Düse bestimmt ist, und daß dafür eben im wesentlichen der Halbierungswinkel der Austrittskante des einzelnen Flügels maßgebend ist.

Hier haben wir also die relative Eintrittsgeschwindigkeit, da die relative Austrittsgeschwindigkeit. Die Richtung der relativen Austrittsgeschwindigkeit nehme ich als bekannt an.

Ich will zunächst noch hervorheben, wie ich zu dieser Figur selbst gekommen bin. Wenn Sie also die axiale Bewegung des Wassers zum Propeller betrachten, so will ich das einmal für den Augenblick für die wahre Zulaufgeschwindigkeit annehmen, mit der das Wasser in den Propeller eintritt. Nun erteile ich dem ganzen System, Wasser und Propeller, eine Umdrehungsgeschwindigkeit, entgegengesetzt der wahren Propellergeschwindigkeit. Dadurch stelle ich den Propeller still und bekomme nun die relative Geschwindigkeit des Wassers durch den Zwischenraum zwischen zwei aufeinander folgenden Flügeln, und ich sehe nun den Flügel wie einen Kanal an, durch den sich das Wasser hindurchbewegt. Will man das nicht zugeben, daß das wie ein Kanal angesehen werden soll, nun, dann kann man es auch so ansehen, daß das Wasser sich zunächst an einem Flügel vorbeibewegt, und da links von der Saugseite angesogen wird. Nachher kommt es an die andere Seite und wird dann von der Druckseite abgedrückt. Also hier haben wir die relative Eintrittsgeschwindigkeit gleich relative Austrittsgeschwindigkeit. Vorn haben wir die Zulaufgeschwindigkeit und wir erkennen daraus sofort, wie sich da eine kolossale Zunahme der Axialgeschwindigkeit ergibt und diese kleine Komponente ergibt dann, wie da angeschrieben steht, die wahre Umlaufgeschwindigkeit des Wassers, mit der das Wasser den Propeller verläßt.

An der Hand dieser Figur hier bin ich an die Gebersschen Versuche herangegangen und habe gefunden, daß die so berechnete Umlaufgeschwindigkeit ein Drehmoment ergibt, welches sehr gut mit dem gemessenen Drehmoment übereinstimmte. Ich konnte hiernach sogar die aus den Beobachtungen berechneten Gebersschen Werte direkt korrigieren. Ich konnte Schritt für Schritt die Gebersschen Messungen verfolgen und kam zu Werten und sagte: da ist die Berechnung falsch, so und so muß es geändert werden. Ich habe schon angedeutet, woran der Fehler lag, nämlich daran, daß man die Zentrifugalkraft, die nach der Mitte gerichtet ist, nicht berücksichtigt hat. Es ergibt sich daraus die Notwendigkeit, daß man unbedingt diese Versuche mit Instrumenten wiederholen muß, die neben dem Geschwindigkeitsdruck auch zugleich den statischen Druck ergeben, so daß man also die wahre Geschwindigkeit mit Sicherheit ohne derartige trügerische Rechnungen ermitteln kann.

Ich möchte nebenbei bemerken, daß es mir in letzter Zeit auch gelungen ist, eine Pitotröhre zu konstruieren, die fast bis auf 1 Grad gestattet, die wahre Richtung einer Wasserbewegung zu ermitteln. Also wenn man genügend Wert darauf legt, läßt sich das machen.

Ich möchte damit schließen. Wenn noch irgend eine Frage ist, bin ich gern bereit, sie zu beantworten. Jedenfalls glaube ich, daß ich mir persönlich eine vollständig klare Vorstellung von dem Wesen des Vorganges gemacht habe, der auch tatsächlich die Stiehprobe aushält.

Herr Dipl.-Ing. Schaffran-Berlin:

Wie wir aus der Diskussion gehört haben, meine Herren, sind sich Autoritäten über die verschiedenen Propellertheorien noch nicht ganz einig. Es wird nun von uns Versuchs-

technikern verlangt, auf Grund unserer Versuchsergebnisse nach außen hin etwas Einwand-freies verantwortlich abzugeben. Wir dürfen infolgedessen nur von den Theorien Gebrauch machen, welche nach dem heutigen Stande der Wissenschaft als einwandfrei gelten, und nehmen für die Übertragung unserer Modellversuchsergebnisse auf Schiffsschrauben nur das Ähnlichkeitsgesetz als richtig an. Ich möchte heute noch kein endgültiges Urteil darüber abgeben, ob dies unter allen Umständen statthaft ist, aber anführen, daß auch wir durch unsere bisherigen Versuche eine annähernde Bestätigung des Ähnlichkeitsgesetzes gefunden haben.

In folgendem werde ich versuchen, an Hand einzelner Diagramme, unsere Schlepp-versuchsmethode und die Art der Auswertung zu skizzieren und vor allen Dingen die Frage anzuschneiden, wie man die praktische Aufgabe lösen kann, welcher Propeller sich für einen bestimmten Fall am besten eignet.

Methode der Untersuchung zur Bestimmung des reinen Pro-pellerwirkungsgrades auf Grund von Fahrtversuchen mit Pro-pellermodell allein, d. h. ohne Schiffsmodell. Der reine Wirkungsgrad eines freifahrenden, d. h. ohne Schiff arbeitenden, Propellers ist gleich dem Verhältnis der geleisteten nutzbaren Schubarbeit zu der aufgewandten Dreharbeit.

$$\eta_p = \frac{S \cdot V_e}{2 \pi n M}$$

S = Propellerschub in kg

V_e = Fahrtgeschwindigkeit in m/sec. beim Schleppen des Propeller ohne Schiff = nomineller Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller beim Arbeiten hinter dem Schiff = Schiffsgeschwindigkeit vermindert um den Nachstrom.

$S \cdot V_e$ = nutzbare Schubarbeit in mkg

n = Tourenzahl pro Sekunde

M = Drehmoment in mkg

$2 \pi n M$ = aufgewandte Dreharbeit in mkg.

Die Kurve von η_p der untersuchten Propeller wird für alle Slipverhältnisse (0—100 %) in den Diagrammen als Schlußergebnis der Untersuchungen eingetragen.

Die Modellpropeller werden bei konstanter Fahrtgeschwindigkeit mit verschiedenen Tourenzahlen pro Sekunde frei ohne Schiffsmodell untersucht. Durch Messung von Schub, Drehmoment und Tourenzahl ergibt sich der betreffende Wirkungsgrad für das jedesmalige Slipverhältnis. Die Werte von Propellerschub, Moment und Wirkungsgrad sind durch drei Kurven der Konstanten c_1 , c_2 und c_3 eingetragen, deren Ableitung folgendermaßen vor-genommen worden ist.

Der Propellerschub ist nach fast allen Propellertheorien in kg

$$S = c \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot A \cdot n H (n H - V_e)$$

γ = spezifisches Gewicht des Wassers = 1000

g = Erdbeschleunigung = 9,81

$A = \frac{D^2 \pi}{4}$ = Schraubendiskfläche in qm

n = Tourenzahl/Sek.

H = Konstruktionssteigung des Propellers in m = mathematische Steigung der Propellerdruckseite

V_e = Fahrtgeschwindigkeit in m/sec.

c = Konstante, welche bei allen ähnlichen Propellern gleich groß, nur ab-hängig von Flügelform, Flügelquerschnitt, Flügelzahl, Steigungs- und Flächen-verhältnis ist.

Unter der Beziehung $\frac{nH - V_e}{nH} = s_n$ versteht man den nominellen Slip eines freifahrenden Propellers im Gegensatz zu dem wirklichen oder wirksamen $s_w = \frac{n \cdot H_w - V_e}{nH_w}$, welcher in der Regel einen größeren Betrag als der nominelle hat, da die wirksame Steigung des Propellerflügels H_w infolge der Krümmung der Rückseite größer als die nominelle H , d. h. die mathematische Steigung der Propellerdruckseite ist. Von beiden ist noch der sogenannte scheinbare Slip $s_s = \frac{nH - V_s}{nH}$, V_s = Schiffsgeschwindigkeit in m/sec. zu unterscheiden, der den prozentualen Fortschritt des Propellers gegenüber der Schiffsgeschwindigkeit ohne Berücksichtigung des Nachstromes ausdrückt. Der nominelle Slip steht mit dem scheinbaren in folgender Beziehung

$$\begin{aligned}s_n &= \frac{nH - V_e}{nH}, \\ V_e &= V_s (1 - w); \\ w &= \text{Nachstromziffer.} \\ s_n &= \frac{nH - V_s}{nH} + \frac{w V_s}{nH}, \\ s_n &= s_s + \frac{w V_s}{nH}.\end{aligned}$$

Setzt man in die Propellerschubgleichung $(nH - V_e) = s_n \cdot nH$ ein, so erhält man

$$\begin{aligned}S &= c \cdot \frac{\gamma}{g} D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s_n n^2 H^2; \\ \frac{S}{D^2 \cdot H^2 n^2} &= \left(c \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s_n \right) = c_1.\end{aligned}$$

Die Schubkonstante c_1 ist also nur abhängig vom Slip s_n und als Funktion desselben in den Diagrammen eingetragen. Ein gleiches ist mit der Momentenkonstante c_2 geschehen

$$\begin{aligned}\mathfrak{M} &= S \cdot \frac{H}{2\pi} \\ \frac{\mathfrak{M}}{D^2 \cdot H^3 \cdot n^2} &= \left(c \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{1}{8} s_n \right), \text{ welche ebenfalls nur vom Slip abhängig ist.}\end{aligned}$$

Wirkungsgrad

$$\begin{aligned}\eta_p &= \frac{S \cdot V_e}{2\pi \cdot n \cdot \mathfrak{M}} \\ S &= c_1 \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot n^2 \\ \mathfrak{M} &= c_2 \cdot D^2 \cdot H^3 \cdot n^2 \\ V_e &= H \cdot n (1 - s_n) \\ \eta_p &= \frac{c_1}{c_2} \cdot \frac{1 - s_n}{2\pi} = \left(\frac{c_1}{c_2 \cdot 2\pi} \right) \cdot (1 - s_n) = c_3 (1 - s_n),\end{aligned}$$

c_3 = Wirkungsgradkonstante, welche mit $(1 - s_n)$ multipliziert werden muß, um den jeweiligen Wirkungsgrad selbst zu ergeben.

Die Versuchsergebnisse, nämlich die Schubkonstante $c_1 = \frac{S}{D^2 H^2 n^2}$ die Momentenkonstante $c_2 = \frac{\mathfrak{M}}{D^2 H^3 n^2}$ und der Propellerwirkungsgrad $\eta_p = \frac{S \cdot V_e}{2\pi n \mathfrak{M}}$ werden, wie dies aus den Diagrammen der Fig. 1 zu ersehen, in Kurven als Funktion des nominellen Slips graphisch aufgetragen. Kennt man das Slipverhältnis, bei welchem ein dem untersuchten Modellpropeller genau ähnlicher Schiffspropeller beliebiger Dimensionen arbeitet, so ist der Wirkungsgrad η_p desselben aus den Diagrammen ohne weiteres zu entnehmen. Der nutzbare Propellerschub in kg ergibt sich aus den Konstanten c_1 bei dem betreffenden Slip zu

$$S = c_1 \cdot D^2 \cdot H^2 n^2.$$

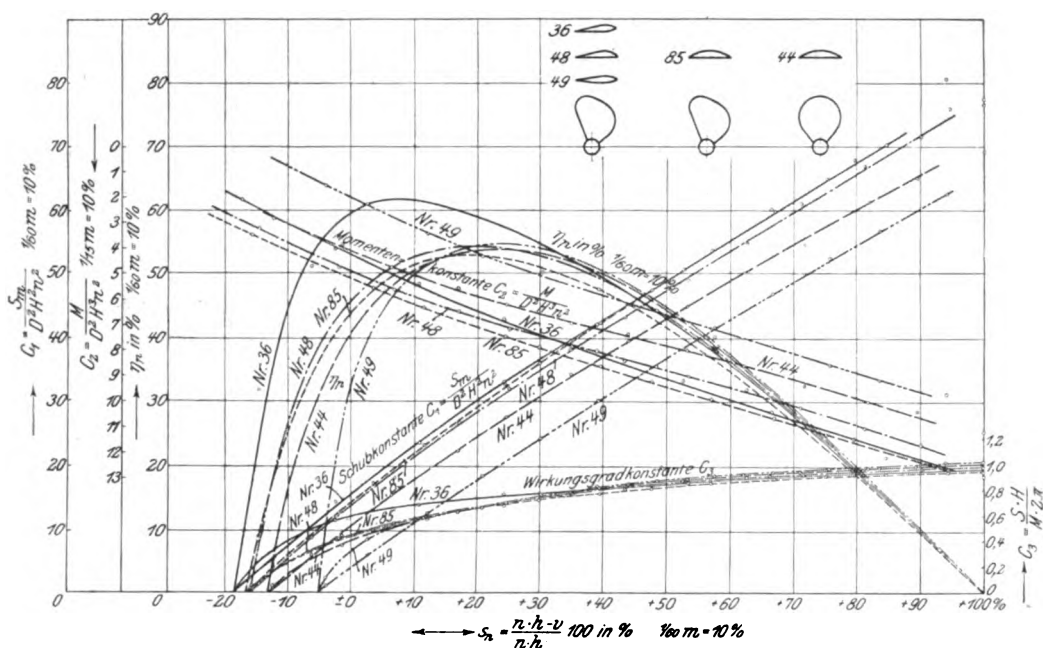


Fig. 61.

Das erforderliche Drehmoment in mkg aus der Konstanten c_2 bei dem betreffenden Slip zu
 $M = c_2 D^2 \cdot H^3 \cdot n^2$

Fortschrittsgeschwindigkeit des Propellers in m/sec.

$$V_e = n H (1 - s_n)$$

Nutzbare Propellerschubpferdestärken

$$SPS = \frac{S \cdot V_e}{75}$$

Abgebremsste Wellenpferdestärken

$$WPS = \frac{2 \pi n M}{75}$$

Der Propellerwirkungsgrad muß wieder sein $\eta_p = \frac{SPS}{WPS}$. Die 5 Propeller, deren Resultate in den Diagrammen der Fig. 61 dargestellt sind, haben, wie aus der nachstehenden Tabelle

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

Abteilung Schiffbau.

Versuche mit freifahrendem Modell-Propeller.

Daten der Mod.-Propeller: Modell Nr.	36	44	48	49	85	
D = Äußerer Durchmesser	12	12	12	12	12	cm
d = Naben-Durchmesser	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	"
H _n /D = nominelle Steigung (Mittel) / Durchmesser . .	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
A = Disk-Areal	113	113	113	113	113	cm ²
A _n /A = abgewickeltes Flügel-Areal/Disk-Areal . . .	0,536	0,536	0,536	0,536	0,536	
A _p /A = projiziertes Flügel-Areal/Disk-Areal . . .	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
Z = Anzahl der Flügel	3	3	3	3	3	

zu ersehen, die gleichen Konstruktionsverhältnisse, unterscheiden sich im wesentlichen nur durch ihre Flügelquerschnitte. Letztere beeinflussen die Schub- und Momentencharakteristik infolge der verschiedenen wirksamen Steigung in so hohem Maße, daß es mir zweifelhaft erscheint, diesen Verhältnissen durch die Annahme einer Ersatzsteigung, wie es Herr Professor Gümbel tun will, Rechnung tragen zu können. Die Kurven der Schub- und Momentenkonstanten (besonders der letzteren) sind auch nicht, wie sich nach der Berechnungsmethode von Herrn Professor Gümbel ergibt, Kurven einfacher Krümmung, sondern

Schubkonstanten der Froude'schen Propellerversuche (1886).

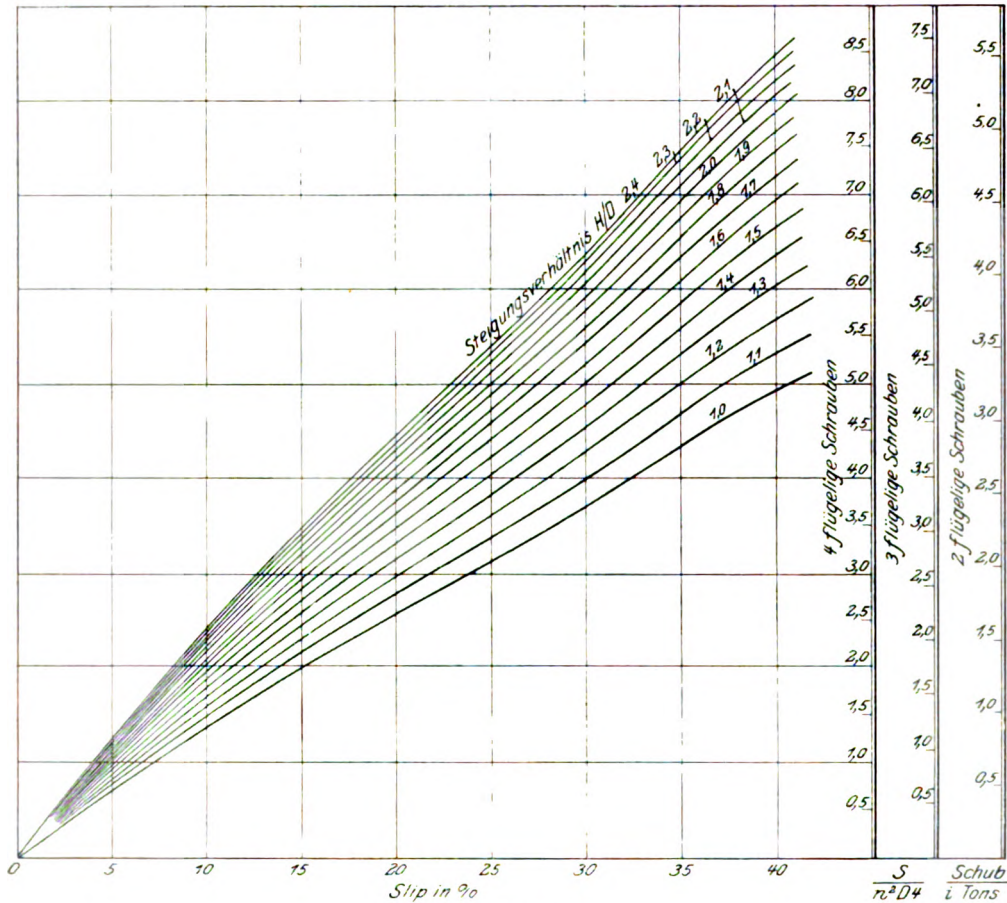


Fig. 62.

weisen fast durchweg S-förmige Schläge auf, die sich durch keine Gleichung auf Grund einer angenommenen Ersatzsteigung ausdrücken lassen dürften. Froude hat ähnliche Schläge für die Schubkonstanten ebenfalls bei seinen Propellerversuchen festgestellt. Als Beispiel dafür möchte ich nur seine Versuchsergebnisse (Inst. of Naval Arch. 1886) in Fig. 62 vorführen.

Die Auswertung unserer Propellerversuchsergebnisse nehmen wir unter anderem in folgender Weise vor. Man kann von einem Propeller nicht ohne weiteres sagen, daß er absolut gut oder schlecht ist, sondern nur, ob er sich für einen besonderen Fall eignet, oder für denselben unzuweckmäßig gewählt ist. Propeller verschiedener Konstruktion haben auch

ganz verschiedene Verwendungsbereiche. Von einem Schlepperpropeller ist nicht zu verlangen, daß er ein Rennboot antreiben soll, umgekehrt wird sich ein Rennbootpropeller für den Schleppbetrieb in den meisten Fällen nicht als geeignet erweisen. Trägt man die Wirkungsgrade von Propellern als Funktion des Belastungsgrades $\frac{S}{D^2 V_e^2}$ auf, wie dies

**Vergleichsdiagramm des Rennbootpropellers No. 66
mit dem Schlepperpropeller No. 51.**

Propeller-Daten		
Prop. No.	51	66
H/D	1,103	1,200
Aa/A	0,751	0,32
Ap/A	0,619	0,25
Z	4	3

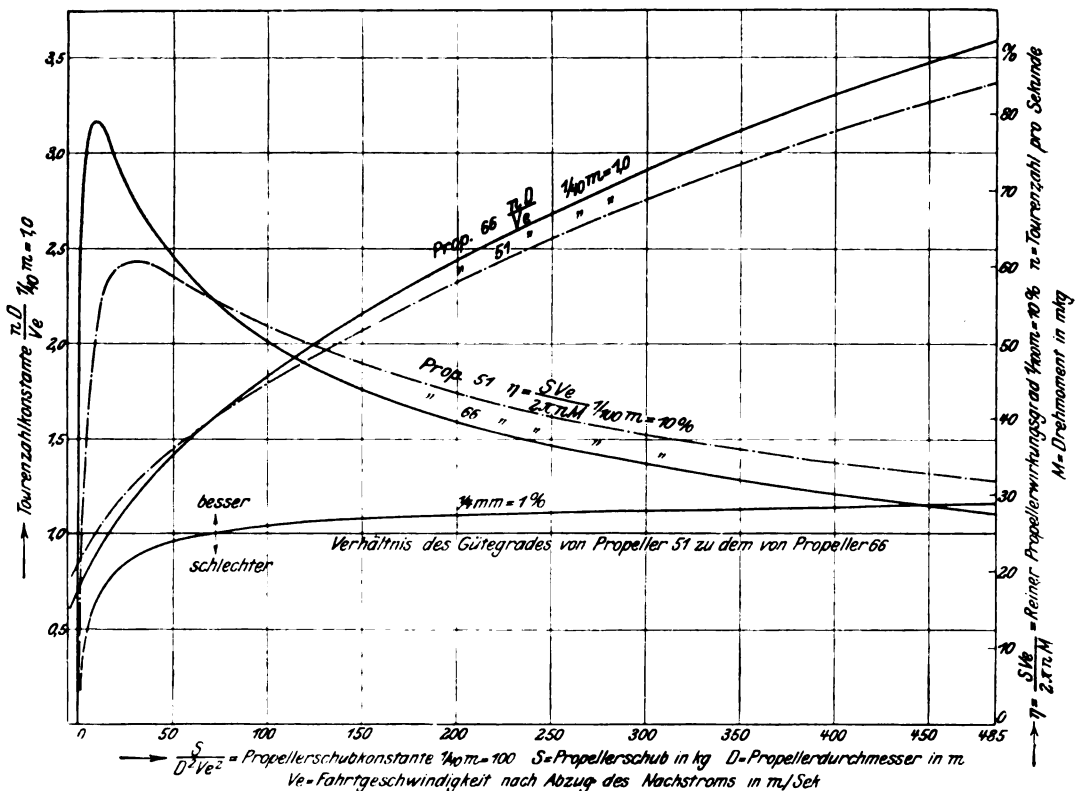


Fig. 63.

in Fig. 63 mit zwei ganz verschiedenen Propellern geschehen ist, so bekommt man ein anschauliches Bild über die Zweckmäßigkeit der gewählten Konstruktion für einen bestimmten vorliegenden Fall (bei jeder möglichen Inanspruchnahme). Der Belastungsgrad allein bedingt den Slip und dieser wiederum den Wirkungsgrad, wie in folgendem gezeigt werden soll.

$$S = c \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot n^2 \cdot s_n; c = \text{Constante}$$

$$n H = \frac{V_e}{1-s_n}$$

$$S = c \cdot D^2 \cdot V_e^2 \cdot \frac{s_n}{(1-s_n)^2}$$

$$\frac{S}{D^2 \cdot V_e^2} = c \cdot \frac{s_n}{(1-s_n)^2}$$

Alle geometrisch ähnlichen Propeller, welche mit gleichem Belastungsgrade $\frac{S}{D^2 V_e^2}$ arbeiten, haben also denselben Slip und daher nach dem Ähnlichkeitsgesetz auch denselben Wirkungsgrad. Wie aus den Wirkungsgradkurven der Fig. 63 zu ersehen, ist der dreiflügelige Rennbootpropeller Nr. 66 dem vierflügeligen Schlepperpropeller Nr. 51 bei geringen Belastungsgraden bedeutend überlegen, während das Umgekehrte bei hohen Belastungsgraden der Fall ist.

Außer den Wirkungsgraden sind in der Auswertung Fig. 63 noch die Kurven für die Slipcharakteristik $\frac{n D}{V_e}$ der beiden untersuchten Propeller eingetragen. Es ist hierbei absichtlich vermieden worden, die Steigung H des Propellers einzuführen, statt dessen ist der Durchmesser D gewählt, da die nominelle Steigung H_n , d. h., die mathematische der Propellerdruckseite, doch nicht den tatsächlichen Verhältnissen entspricht und oft sogar ganz bedeutend von einer vielleicht anzunehmenden wirksamen abweicht. Wie Herr Professor Gümbel auch in seinem Vortrage ausführt, ist jede beliebige Definition der geometrischen Steigung zulässig, wenn sie nur den geometrischen Zusammenhang ähnlicher Schrauben charakterisiert. Aus diesem Grunde ist bei Errechnung der Slipcharakteristik statt des unsicheren Begriffs der Steigung der Propellerdurchmesser eingesetzt, nur um auch in diesem Ausdruck die Dimension auszuschalten.

In Fig. 64 zeige ich einige unserer Versuchsergebnisse mit Schlepperpropellern, welche vielleicht aus dem Grunde von allgemeinerem Interesse sein dürften, weil sie Aufschluß über die Wirkungsgrade von hoch belasteten Schrauben geben, die bis zu 80 % Slip arbeiten. Propeller Nr. 7 ist ein gewöhnlicher dreiflügeliger Schlepperpropeller mit breiten Flügelspitzen, Propeller Nr. 11 weist genau dieselben Konstruktionsverhältnisse auf, hat aber elliptische Flügelblattformen (im abgewinkelten Areal), Propeller Nr. 12 hat wieder die Flügelform wie Propeller 7 sowie die gleichen Konstruktionsverhältnisse, auch dieselbe mittlere, aber peripheral veränderliche Steigung. Wie der Verlauf der Wirkungsgradkurven bei hohen Belastungsgraden zeigt, ist der Propeller Nr. 12 mit variabler Steigung dem Propeller Nr. 7 mit konstanter Steigung überlegen, während Propeller Nr. 11 den Wirkungsgrad des Propeller Nr. 7 nicht erreicht.

Herr Professor Gümbel gibt in seinem Vortrage zu, daß es unmöglich ist, den Sog, welchen ein Propeller auf den Schiffskörper ausübt, rein rechnerisch ohne einen Schleppversuch zu bestimmen. Ebenso wenig dürfte es aber auch meines Erachtens nach möglich sein, durch ein analytisches Verfahren, wie es Herr Professor Gümbel abgibt, den Nachstrom auf analytischem Wege zu errechnen.

Die nominelle Eintrittsgeschwindigkeit V_e des Wassers in den hinter dem Schiff arbeitenden Propeller ist infolge des Nachstromes geringer als die Schiffsgeschwindigkeit

$$V_e = V_s (1 - w)$$

$$w = \text{Nachstromziffer.}$$

Infolgedessen wird bekanntlich der reine Propellerwirkungsgrad η_p im Verhältnis $\frac{V_s}{V_e}$ verbessert, während er durch den Propellersog im Verhältnis $\frac{W}{S}$ verschlechtert wird, so daß

Vergleichsdiagramme der Schlepperpropeller Nr. 7, 11 und 12.

Daten der Propeller

Prop. Nr.	7	11	12
H/D	1,2	1,2	1,2
Aa/A	0,872	0,872	0,872
Ap/A	0,755	0,755	0,755
Z	3	3	3
Bem.	norm.	elliptisch	He/D: 1,05 Ha/D: 1,35

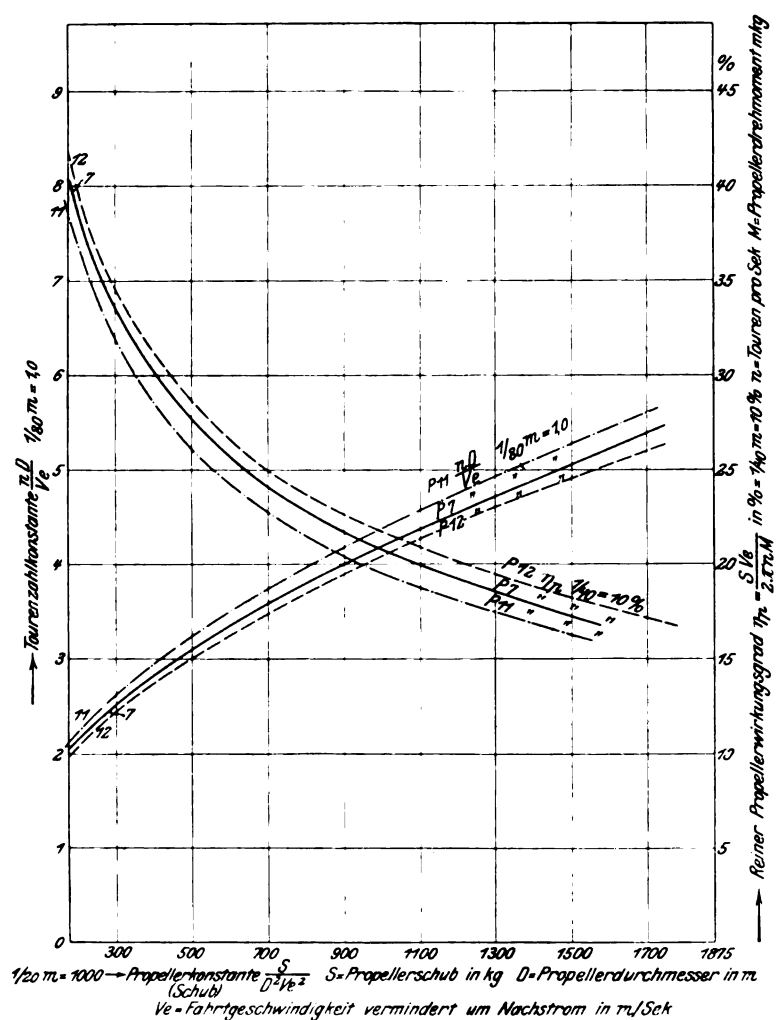


Fig. 64.

Nachstromverhältnis $\frac{V_s - V_e}{V_s}$ Sogverhältnis $\frac{S - W}{S}$, sowie Einfluß von Nachstrom und Sog auf den reinen Propellerwirkungsgrad $\frac{W}{S} \cdot \frac{V_s}{V_e}$, abhängig von Fahrtgeschwindigkeit (relativer) $\frac{V_s}{L}$, Steigungsverhältnis H/D , Propellerdurchmesser D , Lage der Schrauben in der

Mittel-Längsschnitt d. Schiffes Entfernung vom HP

Fig. 65.

Bemerkungen zu Fig. 65.

Diagramm für — über oben nach innen schlagende Schrauben.

Diagramm für — über oben nach außen schlagende Schrauben.

Propellerschub.

Schleppwiderstand des Schiffes.

Schiffsgeschwindigkeit.

Nominelle Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller = Schiffsgeschwindigkeit vermindert um den Nachstrom.

Schiffslänge.

Propellerdurchmesser.

Propellersteigung.

Propellersog auf den Schiffskörper in Bruchteilen von S .

Nachstrom in Bruchteilen von V_s .

Beeinflussung des reinen Propellerwirkungsgrades durch Sog und Nachstrom.

$$\begin{aligned}
 &----- \\
 &S = \\
 &W = \\
 &V_s = \\
 &V_e = \\
 &L = \\
 &D = \\
 &H = \\
 &\frac{S - W}{S} = \\
 &\frac{V_s - V_e}{V_s} = \\
 &\frac{W}{S} \cdot \frac{V_s}{V_e} =
 \end{aligned}$$

65

der Gesamtwirkungsgrad der Propulsion η sich ergibt zu:

$$\eta = \eta_p \cdot \frac{V_s}{V_0} \cdot \frac{W}{S};$$

W = reiner Schleppwiderstand des Schiffes

S = Propellerschub

$$\frac{S - W}{S} = \text{Sogziffer} = t.$$

Die Sogziffer t wird aus der Differenz der Schleppwiderstände des Schiffsmodells mit und ohne Propeller ermittelt. Die Feststellung des Nachstromes findet in folgender Weise statt. Man schleppt zunächst den Propeller für sich allein, ohne Schiffsmodell, und bestimmt für den betreffenden Slip, Schub- und Drehmoment. Führt man nun denselben Propeller hinter dem Schiffsmodell, so findet man, daß er denselben Schub bei ungefähr demselben Drehmoment bei einem anderen (scheinbaren Slip) abgibt. Da nun der scheinbare Slip s_n mit dem nominellen s_n , wie oben angeführt, in folgender Beziehung steht $s_n = s_s + \frac{V_s}{uH}$, so kann man aus der Differenz des nominellen und scheinbaren Slips bei gleicher Fahrtgeschwindigkeit und gleicher Tourenzahl die Größe der Nachstromziffer w errechnen. Wie daraus zu ersehen, ist die so ermittelte Nachstromgeschwindigkeit des Wassers hinter dem Schiff nur ein Begriff, der durch seine Wirkung auf den Propeller charakterisiert wird. In Wirklichkeit wird die Größe des Nachstromes in jedem Punkte der Propellerdiskfläche verschieden sein. Den Konstrukteur dürfte aber für die Anpassung eines gewählten Propellers an das Schiff nur die Wirkung des Nachstromes auf den arbeitenden Propeller interessieren, und diese ist durch Einführung der Nachstromziffer w genau definiert. Letztere ist aber eine nur durch den Schleppversuch zu bestimmende Größe und, wie die Diagramme der Fig. 65 zeigen, abhängig, außer von der Fahrtgeschwindigkeit, mit welchem sie übrigens entgegen den Ausführungen des Herrn Professor Gümbel nicht in konstanter Beziehung steht von Durchmesser, Steigungsverhältnis, Drehsinn der Schrauben, Lage derselben mit bezug auf den Schiffskörper in der Längs- und Querrichtung usw. Aus obigen Betrachtungen geht hervor, daß es nur durch Schleppversuche mit hinter dem Schiffsmodell arbeitenden Propellern möglich sein dürfte, allen Verhältnissen, welche einen Einfluß auf den Propellerwirkungsgrad ausüben und den sogenannten Gesamtwirkungsgrad der Propulsion bestimmen, näher zu kommen. Trotzdem haben systematische Schleppversuche mit Propellern allein, ohne Schiffsmodell, wie sie auch Herr Professor Gümbel in seinem Vortrage zur Ausführung empfiehlt, zweifellos sehr großen Wert, um dem Konstrukteur diejenigen Grundlagen zu liefern, welche bei der ersten Wahl eines geeigneten Propellers unbedingt erforderlich sind, wenn auch die endgültige Festlegung des für einen betreffenden Fall zweckmäßigsten Propellers nur durch Auswertung der Schleppversuchsergebnisse von Schiffsmodell mit Propellern möglich sein wird.

Es dürfte vielleicht interessieren, daß wir zurzeit in der Königlichen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin im Auftrage unserer und einer fremden Kriegsmarine, sowie der meisten deutschen Privatwerften ein systematisches Propellerversuchsprogramm ausführen, welches zunächst etwa 90 Modellpropeller verschiedenster Konstruktionsverhältnisse umfaßt. In Fig. 66 sind einige dieser Propeller zur Darstellung gebracht. Dieselben passen sich den in der Praxis üblichsten Konstruktionen nach Möglichkeit an und sind gesetzmäßig voneinander abgeleitet. Der Durchmesser beträgt durchweg 120 mm, die Kontour der abgewinkelten Flügelflächen ist eine genaue Ellipse, die Steigung konstant, die Erzeugende der Flügeldruck- und Rückenseite eine Gerade, erstere senkrecht zur Propellerachse. Die in Betracht gezogenen Steigungsverhältnisse betragen $H/D = 0,6, 0,8, 1,0, 1,2, 1,5$ und $2,0$, die Flächenverhältnisse (abgewinkeltes zum Diskareal)

Serien-Propeller der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau. Berlin.
 Steigungsverhältnis $H/D = 1$. Dickenverhältnis 5 %.

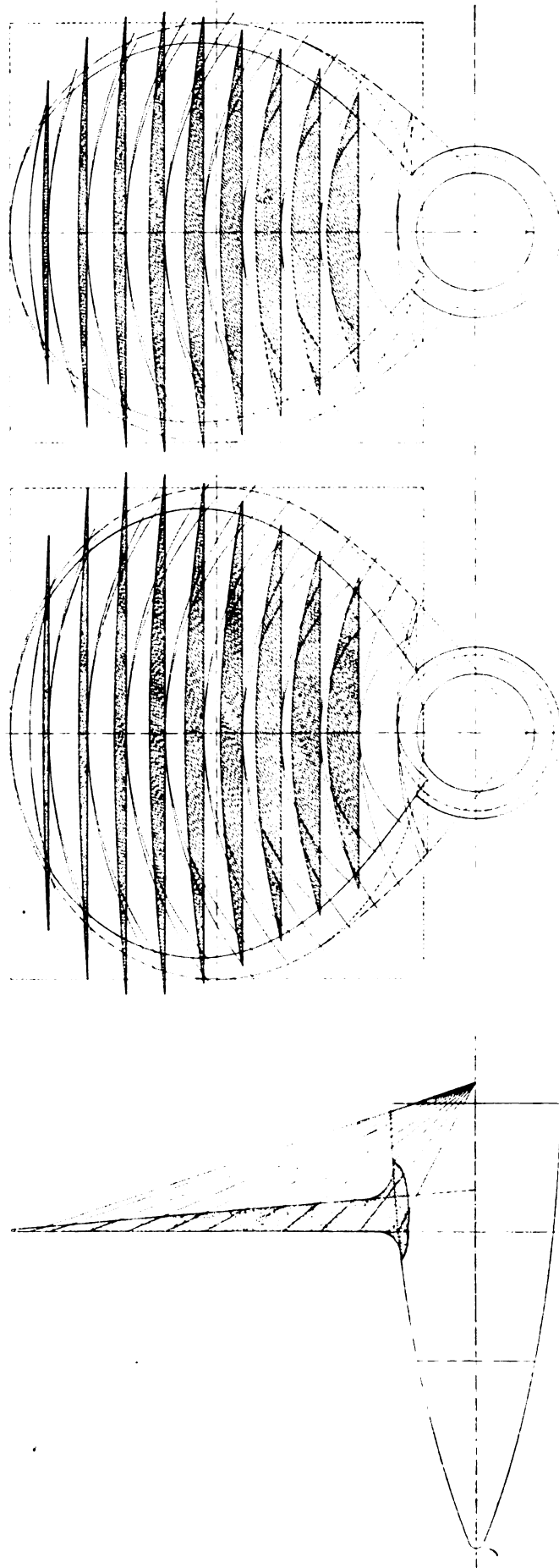


Fig. 66 I.

15, 30, 45, 60 und 75 %, und die Dickenverhältnisse (größte Dicke des Flügelquerschnittes an der Achse zum Durchmesser) 3, 5 und 7 %, was eine Kombination von $6 \times 5 \times 3 = 90$ Propellern ergibt. (Beifall.)

Serien-Propeller der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau — Berlin.

Steigungsverhältnis $H/D = 1$, Dickenverhältnis 5 %.

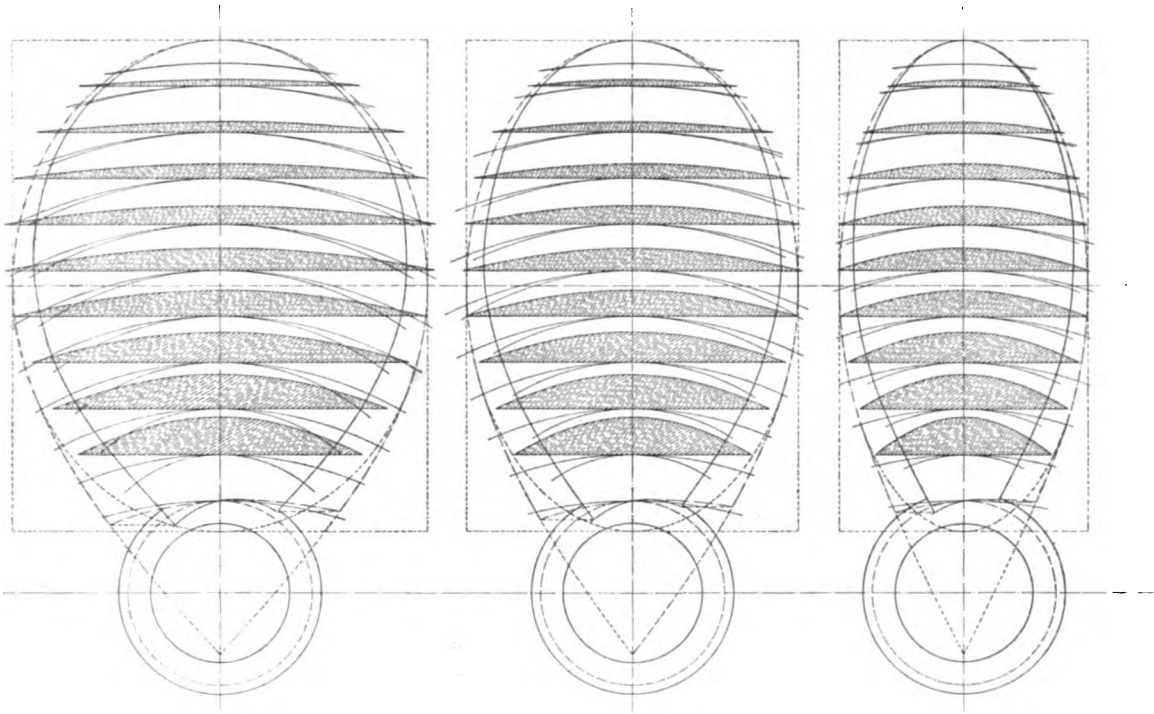


Fig. 66 II.

Herr Geheimer Regierungsrat Prof. Flamm - Charlottenburg:

Meine sehr geehrten Herren! Bis auf den letzten Redner sind bisher die Ermittlungen bezüglich der Wirkung der Schiffsschraube größtenteils analytisch behandelt worden. Ich selbst habe dieser Frage mehr durch das Experiment nachzugehen versucht und bin in der Lage, über die Strömungsvorgänge, die Strömungsbilder, die sich da ergeben, Ihnen einige kinematographische Films vorzuführen, die aus der neuesten Zeit stammen. Ich habe gerade die Kenntnis dieser Strömungsbewegungen, speziell, wie Sie bei meinem letzten Film sehen werden, dazu benutzt, um gewisse Schädigungen und gewisse Unannehmlichkeiten, die wir im Betriebe der Kanalschiffe haben, zu beseitigen. Dadurch, daß ich diese Strömungen, denen ich im Bilde nachgehen konnte, verfolgte, ist es mir geglückt, auch eine Wirkung, die sehr unangenehm empfunden wird, die Ausspülung der Kanalsohle, zu vermeiden.

Ich will Ihnen zunächst einen Film zeigen, der die direkten Vorgänge, die Bewegung der Schraube selbst im Wasser zeigt. Es sind die Aufnahmen durch das Wasser hindurch vorgenommen worden. In den beiden anderen Films werde ich Ihnen zeigen, wie die Schraube durch ihre Strömungen, die auf eine senkrechte Fläche, wie beispielsweise ein Ruder oder auch Doppelruder, einwirken, besonders, wenn es umgelegt ist, nach unten abgeleitet werden

und die Sohle stark angreifen. Auch das werden Sie schön erkennen können. Ich habe in meinem Bassin einen Sandboden eingebaut, über dem die Schraube in verschiedener Weise arbeitet. Verschiedene Ruder sind dabei benutzt. Sie können die Strömungsvorgänge sehr gut sehen. Ich habe dann versucht, diese Strömungen dadurch in ihrer schädlichen Wirkung zu beseitigen, daß ich am Ruder an der unteren Kante eine nach hinten auflaufende horizontale Platte anbrachte. Es mag dies vielleicht aus Veröffentlichungen der letzten Zeit bekannt sein und es ist ganz interessant, zu sehen, wie es tatsächlich geglückt ist, durch diese Platte die Wirkung der Strömung nach unten hin zu beseitigen. Die Versuche sind im Großen seit etwa einem halben Jahre seitens der Regierung, speziell der Verwaltung der märkischen Wasserstraße, im Gange und haben bisher fast ausnahmslos, sobald die Platte richtig dimensioniert war, den Beweis erbracht, daß das, was wir in den Modellversuchsanstalten bezw. ich im kleinen Bassin erzielt habe, mit der Wirklichkeit voll übereinstimmt, so daß dadurch auch nach der wirtschaftlichen Seite hin ziemlich weittragende Wirkungen erzielt werden dürften.

Augenblicklich haben wir sieben Schraubenschiffe in Arbeit auf dem Oder-Spreekanal untersucht, zurzeit ist ein Zweischraubenschiff in der Probe, und auch da glaube ich, nach den bisherigen Ermittlungen, Ihnen sagen zu können, daß jede Ausspülung der Sohle durch meine Konstruktion vermieden worden ist.

Ich will einige Zahlen nennen: Die Wasserbauverwaltung hat die Schlepper dort versucht, ohne die schützende Platte am Ruder und das Schraubenwasser am Ruder frei abströmen lassen. Wir haben da Löcher bekommen, die 12 m Länge und 12 m Breite und 1,61 m Tiefe haben und das trat bei jedem Schiff ein. Diese Versuche sind bei mittschiffs liegendem Ruder, ferner bei 45°, 30°, 20° Steuerbord und Backbordlage ausgeführt worden; jeder Versuch dauerte zwei Stunden; stets war das Resultat im wesentlichen das Gleiche: Ohne Platte große Ausspülungen, mit Platte keine Ausspülung! Das gilt auch vom Doppelruder, das keinen Schutz gegen Ausspülung gewährt. In meinem Bassin habe ich die Versuche im kleinen über einem Sandboden wiederholt und diese vorzüglichen Films erhalten, aus denen klar hervorgeht, daß eine richtig angeordnete und dimensionierte Platte stets die Sohle schützt. (Es folgen die Films.) Durch die Versuche im großen hat sich herausgestellt, daß bei Anwendung der Platte der Achsialschub vergrößert wird. Bei den von der Regierung gemachten Versuchen — es sind jetzt ungefähr 10 verschiedene Schlepper untersucht worden — hat sich ungefähr auf 1000 kg Zugkraft ein Mehr von 50—100 kg ergeben. Es ist das erklärbar daraus, daß diese Fläche unten am Ruder wie eine Leitschaukel wirkt und dadurch die Wasserbewegung in die Achsrichtung bringt. Auch die Steuerfähigkeit der Schiffe mit Platte ist ungemein gesteigert worden gegenüber den Rudern ohne Platte; das Resultat ist übereinstimmend erzielt worden.

Herr Professor Dr.-Ing. B e n d e m a n n - Adlershof:

Meine Herren! Ich möchte nur kurz auf den sehr bedeutsamen Vortrag zurückkommen, und zwar im Anschluß an die schon von Herrn Reißner gemachten Bemerkungen. Ich bin mit diesem der Meinung, daß vielleicht der einzige Mangel des Vortrags der ist, daß Herr Gümbel die Gesichtspunkte nicht ganz in Rechnung gezogen hat, welche die neuere Hydrodynamik, oder, wie ich lieber sage, die „Strömungslehre“, in das Schraubenproblem auf dem Umwege über das Flügelproblem hineingetragen hat, das als wichtigste Grundlage der Flugtechnik jetzt ja sehr eingehend bearbeitet worden ist.

Die Anwendung der Turbinen- oder Düsenauffassung, die Herr Gümbel in so fruchtbarer Weise auf die Propellerfrage versucht hat, führt ihn in einem Punkte zu einer Schlußfolgerung, die sich meiner Überzeugung nach praktisch nicht bewähren dürfte. Er gelangt in Figur 25 zu einem Flügelprofil, dessen Saugseite, die ja die Hauptwirkung

ergibt, von der Eintrittskante aus zunächst der aus dem Geschwindigkeitsdiagramm abgeleiteten Einströmungsgeschwindigkeit parallel gemacht ist. Die Druckseite soll dann zusammen mit dem Rücken des nächsten Flügels diese Düsenform bilden und die Ablenkung des Strahls ergeben. Dabei legt Herr Gümbel sogar ganz besonderen Wert auf einen Punkt, der im Sinne der hydrodynamischen Ergebnisse gerade verkehrt erscheint. Er sagt: der Spaltungspunkt, wo die Strömung sich zur Druck- und Saugseite teilt, soll so liegen, wie ich es hier zeichne (demonstrierend Fig. 67), also auf der Druckseite dicht an der eintretenden Kante, damit der im Spaltungspunkt wirkende Druck dem Propellerschub zugute kommt. Deshalb biegt er die Druckseite vorn nach oben und läßt sie in einer Kante in die Saugseite übergehen. Diese Kantenausbildung ergibt aber nach den Schlüssen der Theorie, welche die Erfahrung gut bestätigt hat, einen Wirbelansatz im Rücken. Die Strömung schmiegt sich nicht glatt an die Saugseite, sondern der Teil, der nach oben um die Kante herum strömt, muß an der Kante zu große Geschwindigkeiten annehmen; er löst sich sofort vom Rücken ab, und da setzt dann ein Wirbel an. Infolgedessen kommt durchaus nicht die glatte Strömung zustande, die man haben will. Dann kann der Spaltungspunkt unschädlich an

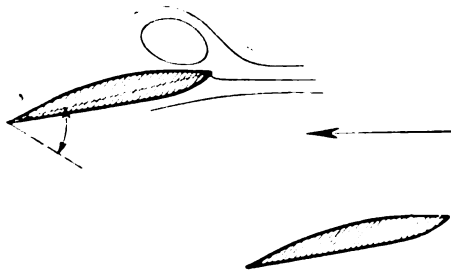


Fig. 67.

der Eintrittskante liegen, ohne eine glatte Strömung zu verhindern. Die aufgebogene Druckseite mit scharfer Vorderkante und flachem Ansatz der Saugseite ist sicher nicht gut. Wir haben das auch bei den systematischen Luftschraubenuntersuchungen in der Lindberger Versuchsanstalt zwar nur einmal, aber bei einem charakteristischen Beispiel festgestellt, das wir der Vollständigkeit wegen versucht haben. Wir variierten die Profilformen nach einem gewissen Schema, und da kam auch solche Form vor. Da war aber die Wirkung so schlecht, daß wir in dieser Richtung gar keine weiteren Versuche angestellt haben. Es handelt sich dort allerdings um Standversuche, bei denen es einen Wirkungsgrad nicht gibt, wo aber der im Sinne der Wirkung als Ventilator definierte „Gütegrad“ einen zutreffenden Vergleichsmaßstab gibt. Solche Formen werden sich also sicher nicht bewähren.

Das führt nun zu einem zweiten Punkte, in welchem ich bitten möchte, einstweilen einem Vorschlage nicht zu folgen, den Herr Gümbel gleich im Anfang seines Vortrages macht, nämlich der neuen Definition der geometrischen Schraubensteigung, die er notgedrungen vorschlägt, weil die bisherige Definition bei seinem beiderseits konvexen Flügelprofil nicht mehr angeht. Bisher nimmt man als geometrische Steigung allgemein die Steigung der als Schraubenfläche ausgebildeten Druckseite, oder, wenn diese, wie bei vielen Schiffspropellern und den meisten Luftpropellern eine konkav gewölbte Druckseite hat, dann nimmt man als Steigungslinie einfach die Berechnungssehne, die man an die konkave Druckseite anlegen kann. Ist die Druckseite aber konvex, dann kann man keine Sehne anlegen. Darum schlägt Herr Gümbel vor, die „Kantensteigung“ zu benutzen, also die Verbindungslinie der Kanten als Steigungslinie zu nehmen. Das geht natürlich; aber es würde in der Praxis zunächst auf eine große Verwirrung führen; denn die alte Definition ist in Schiff-

bau und Flugtechnik fest eingebürgert; und gerade weil es sich hier nur um eine konventionelle Festsetzung handelt, sollte man daran nicht unnötig rütteln. Man sollte lieber erst abwarten, ob sich die Profile mit konvexer Druckseite praktisch bewähren. Sonst weiß man eine zeitlang oft gar nicht, wie eine angegebene Steigung gemeint ist. Übrigens würde die Steigung nach der neuen Definition unbequem zu messen, und bei abgerundeten Profilen auch nicht ganz scharf bestimmt sein; denn dann gibt es an dem Profil keinen vorderen Kantenpunkt; ja vielmehr wandert der maßgebende Punkt auf dem Abrundungsbogen, wenn man ein gegebenes Flügelprofil gegenüber der Rotationsebene verstellt. Dreht man die Flügelachse, um die Steigung des Propellers zu ändern, dann verschiebt sich der maßgebende Vorderkantenpunkt und somit die Steigungslinie im Profil, und infolgedessen ändert sich die Steigung um ein anderes Maß, als es der tatsächlich vorgenommenen Verdrehung entspricht. Wenn das auch nur wenig ausmacht, so ist es doch ein ernstlicher Nachteil im praktischen Propellerbau, weil die Steigungslinie die Grundlage der Herstellung ist.

Schließlich möchte ich kurz noch auf die Bedeutung von Modellversuchen und die Frage der Notwendigkeit von Versuchen im großen zu sprechen kommen. Das ist eine sehr wichtige Frage, die mich selbst augenblicklich sehr nahe angeht. Wird es zur Entwicklung und zur Prüfung der Propeller im Luftschiff- und Flugzeugbau nötig sein, Versuchseinrichtungen zu schaffen, um Luftpropeller im großen zu untersuchen? Die Gumbel'schen Mitteilungen geben ja sehr erfreuliche Ausblicke darauf, daß man mit dem Versuch am Modell sehr weit kommen kann. In der Praxis bestehen dagegen von altersher große Bedenken, vielleicht aber nur deshalb, weil man die Modellversuche häufig falsch angewandt und falsche Schlüsse daraus gezogen hat. Immerhin ist mancherlei zu bedenken. Um dem Propellerproblem auf den Grund zu gehen, wird es, wie ja aus den heutigen Erörterungen wieder hervorgeht, jedenfalls notwendig sein, daß eine große Zahl von Propellerformen experimentell untersucht wird. Herr Geheimrat Flamm hat darüber ja näheres ausgeführt. Nun ist die Anfertigung von guten Modellen durchaus keine Kleinigkeit, wenn sie so genau sein sollen, wie es nötig ist. Das kostet viel Geld. Hat man eine Versuchsanlage, um große Propeller fertig daraufzusetzen, dann ist das nicht nur einfacher, sondern man ist auch sicher, daß die Sache auch stimmt; man schaltet die Möglichkeit von Fehlern aus, die bei Herstellung von Modellen gerade gemacht werden können.

Beim Luftpropeller kommt aber noch ein sehr wesentlicher Umstand hinzu: er ist nicht starr, sondern das Holz biegt sich unter der Beanspruchung durch Schubkraft und Fliehkraft, von denen besonders die letztere bei den hohen Drehzahlen sehr beträchtlich ist. Vielfach soll er sich sogar deformieren, er wird geradezu elastisch auf die Deformation hin gebaut; und daß das Propellermodell sich nicht in der gleichen Weise deformiert, ist klar. Die Kräfte und die Festigkeitsverhältnisse sind ja ganz andere. Wenn das der Fall ist, dann hört der Modellversuch überhaupt auf. Ich fürchte deshalb, daß wir nicht herumkommen werden, eine Versuchsanlage für große Luftpropeller zu bauen, die dann übrigens zugleich auch noch anderen Zwecken dienen kann.

Herr Oberingenieur Dr. R. Wagner-Stettin:

Meine Herren! Es ist zweifellos, daß wir durch die äußerst wertvolle Arbeit von Herrn Professor Gumbel einen bedeutenden Schritt in der wissenschaftlichen Behandlung der so schwierigen Propellerfrage weitergekommen sind. Der Ausgangspunkt der Arbeit von Herrn Professor Gumbel ist die Umkehrung der Wasserturbine. Ob diese Anschauung richtig ist, darauf möchte ich nicht weiter eingehen, da mich dies zu weit führen würde. Nur soviel möge bemerkt werden, daß meines Erachtens die Wirkungsweise einer Schiffschraube allein mit der einer Turbine nur sehr entfernte Ähnlichkeit besitzt. Denn das

Charakteristische der letzteren ist doch, daß die Druckverteilung in irgend einem Kanalquerschnitt des Laufrades nicht sehr verschieden ist, während sie bei einem von zwei Propellerflügeln gebildeten Kanal außerordentlich variiert. Auf der Druckseite ein relativ sehr hoher Überdruck, auf der Rückseite des Flügels ein Unterdruck. Im wesentlichen ist eben die Wirkungsweise eines Propellerflügels gleich der einer schräg durch das Wasser bewegten Platte, bei der durch die gleichzeitige Kreisbewegung noch Sekundärströmungen entstehen. Die eigentliche Schubwirkung der Schraube muß zweifellos auf der Druckseite gesucht werden, da hier infolge der starken Beschleunigung der auftreffenden Wasserfäden sozusagen eine Druckspitze entsteht, wenn man sich die Drücke längs der Schraubenachse als Ordinaten aufgetragen denkt. Unter Voraussetzung einer solchen Druckspitze, die m. E. den eigentlichen Impuls für die ganze Schraubenströmung bildet, lassen sich auch zwanglos einige scheinbar einander widersprechende Versuchsergebnisse erklären. Das am Flügelblatt unmittelbar anliegende bzw. adhärierende Wasser empfängt von dem Flügel eine starke Zentrifugalbeschleunigung, am meisten natürlich auf der Druckseite, daher die scheinbare Erweiterung des Schraubenstrahls hinter dem Propeller, welcher Herr Dr. Kempf bei seinem Meßverfahren durch Selbstaufzeichnung der Wasserbahnen auf dem Flügel beobachtet hat. Der Schraubenstrom als Ganzes kontrahiert sich dagegen infolge der starken axialen Beschleunigung durch die Druckspitze entsprechend den Feststellungen verschiedener Experimentatoren, wie der Herren Prof. Ahlborn, Geheimrat Flamm, und meinen Beobachtungen.

Etwas mehr angenähert der umgekehrten Wirkungsweise einer Wasserturbine wird die Sache beim Propeller erst dann, sobald man hinter demselben einen Leitapparat oder Gegenpropeller anbringt. Die konsequente Durchführung der Voraussetzungen des Herrn Professor Gümbel erfordert naturnotwendig einen solchen Gegenpropeller.

Wie aus der Arbeit des Herrn Prof. Gümbel einwandfrei hervorgeht und wie ich auch früher selbst betont habe, ist die Hauptquelle der Verluste die Tangential- und zum geringeren Grade auch die Radialbeschleunigung des Wassers, beides Verluste, die durch einen Propeller allein, und mag er noch so gut sein, einfach nicht beseitigt werden können.

Es ist nun gelungen, bei neueren Ausführungen von Gegenpropellern und zwar nicht nur bei Schleppfahrzeugen mit sehr hohem Slip, sondern auch Schiffen mit normalem Slip, Propellerwirkungsgrade von 85—87 % zu erzielen. Und dies nicht nur bei einem einzelnen Versuch, sondern bei einer ganzen Reihe von Fahrzeugen.

Meine Herren, wenn man das Propellerproblem als die praktische Aufgabe auffaßt, den bis jetzt noch ziemlich mäßigen Wirkungsgrad des Propellers zu verbessern und zwar nicht nur um etwa 1—3 %, sondern in nachhaltiger Weise, dann dürfte angesichts der obigen Zahlen, die kaum noch nennenswert zu verbessern sind, der Gegenpropeller zweifellos die Lösung dieser Aufgabe darstellen. Ein „Problem“ in dem vorstehenden Sinne kann es daher m. E. nicht mehr geben.

Herr Professor Dr. Gümbel - Charlottenburg (Schlußwort):

Meine Herren! Ich möchte Ihnen zunächst ganz allgemein für das außerordentliche Interesse danken, mit dem Sie meinen Ausführungen gefolgt sind, und das Sie durch Ihr Aushalten bis zu dieser Stunde und durch die große Anzahl der Beiträge, die Sie durch die Diskussionsredner geliefert haben, bezeugt haben.

Gestatten Sie mir, daß ich ganz kurz den einzelnen Diskussionsrednern, und zwar der Reihenfolge nach, wie sie hier vorgetreten sind, antworte. Ich muß es mir vorbehalten, wenn die Äußerungen der betreffenden Herren schriftlich vorliegen, auf einzelne Punkte noch näher einzugehen als dies jetzt der Fall sein kann.

Zunächst bin ich Herrn Professor Krainer, meinem verehrten Kollegen, zu außerordentlichem Danke verpflichtet für die liebenswürdige Beurteilung meiner Arbeit. Ich möchte wünschen, daß das, was Herr Professor Krainer gesagt hat, zu zehn Prozent die Ansicht der Versammlung ist, und würde damit vollauf für meine Arbeit entschädigt sein.

Zu den einzelnen Punkten, die Herr Professor Krainer vorgebracht hat, übergehend: Herr Professor Krainer sagt, daß die Saugwirkung der Schraube zwar oft behauptet und gezeigt, aber bis jetzt durch keine Messung bestätigt worden sei. Nun, es liegen z. B. Versuche von Taylor vor, durch welche er die Unterdrücke, welche durch die Saugwirkung der Schraube entstehen, an verschiedenen Punkten einer der Schraubenachse parallelen Wand bei verschiedenen Slipwerten gemessen hat. Durch diese Messungen ist die Saugwirkung der Schraube einwandfrei bewiesen, wenn man die grundlegenden experimentellen Arbeiten, die wir Herrn Geheimrat Flamm im wesentlichen, und den sonstigen deutschen Forschern, die ich in meiner Arbeit genannt habe, verdanken, nicht als Beweis gelten lassen will. Darin, daß gerade an diesem Punkte eingehende Messungen noch notwendig sind, um die Zulaufverhältnisse der Flüssigkeit zum Propeller und insbesondere, um den Einfluß der Saugwirkung der Schraube auf den Schiffskörper klarzustellen, bin ich mit dem Herrn Diskussionsredner einer Ansicht.

Wie die Strömung sich gestaltet, wenn wir statt zwei oder drei Blätter, nur ein Blatt haben? — Daß wir dann nicht mehr im eigentlichen Sinne von dem Vorhandensein einer Düse sprechen können, darin stimme ich vollständig mit Herrn Kollegen Krainer überein. Dennoch glaube ich, daß man sogar bei einem einzelnen Blatt — und sei es noch so schmal, wenn es nur materielle Dicke besitzt — von Düsenwirkung sprechen kann. Düsenwirkung entsteht bei jeder verzögerten Strömung von Flüssigkeit, d. h. bei jeder Erweiterung von aufeinanderfolgenden Strömungsquerschnitten. In diesem Sinne ist es z. B. auch möglich, von einer Düsenwirkung, und einem Arbeitsverlust durch Düsenwirkung bei der Bewegung eines Schiffes durch das Wasser zu sprechen, indem ja das in der Schiffsmittle mit absoluter Geschwindigkeit strömende Wasser auf dem Wege zum Hintersteven diese Geschwindigkeit infolge der Querschnittsvergrößerung wieder abgeben muß. Jede Geschwindigkeitsabnahme in einer Strömung ist aber nach dem Borda-Carnotschen Satze mit einem Stoß, d. h. Arbeitsverlust verbunden, den ich eben kurz als Düsenverlust anspreche, auch wenn, wie beim Schiff oder bei dem einflügeligen Propeller, die zweite Düsenwand nicht aus dem gleichen Material besteht, wie die erste Düsenwand — der Schiffskörper oder das Flügelblatt —, sondern durch die Flüssigkeit selbst gebildet wird. Bei der Ausbildung der Form des Hinterschiffes, wie bei der Ausbildung des Flügelquerschnittes eines einflügeligen Propellers, oder auch eines mehrflügeligen Propellers, wie bei der Konstruktion eines Ejektors oder des Diffusors einer Zentrifugalpumpe gilt darum der gleiche Gesichtspunkt, daß zur möglichsten Vermeidung des Stoßverlustes bei der Geschwindigkeitsreduktion eine möglichst allmähliche Erweiterung der Strömungsquerschnitte, d. h. eine möglichst schlanke Formgebung der Düse — in unserem Falle der austretenden Hälfte der Flügelquerschnitte — erfolgen muß. Da bei einem einflügeligen Propeller das Kontraktionsverhältnis ζ (Abschn. 12, Arbeitsverlust infolge Geschwindigkeitsänderung des Flüssigkeitsstrahles) sich günstiger gestalten läßt, wie beim mehrflügeligen Propeller, so wird der einflügelige Propeller nach meiner Auffassung nicht nur nicht schlecht, sondern sogar mit dem günstigsten überhaupt möglichen Wirkungsgrad arbeiten. Daß man einflügelige Propeller trotzdem nicht verwendet, liegt meines Erachtens nur an der Unmöglichkeit des Kräfteausgleiches der einseitig angreifenden Schubkraft.

Die außerordentlich günstige Übereinstimmung der Messungen von Gebers mit dem allgemeinen Ähnlichkeitsgesetz, die sich dadurch charakterisiert, daß die 120 einzelnen Versuchs-

punkte von Gebers in einer einzigen Kurve (Fig. 26) zusammenfallen, glaubt Herr Kollege Krainer damit erklären zu sollen, daß die Schraube wenig belastet gewesen sei. Wenn man das Prinzip der dimensionslosen Darstellung verfolgt, so erkennt man, daß die Flächenbelastung, d. h. die Größe des Schubes pro Quadratcentimeter Flügelfläche, solange Hohlraumbildung nicht eintritt, solange wir also überhaupt das Ähnlichkeitsgesetz verwenden können, ganz gleichgültig ist. Es handelt sich lediglich darum, welches Verhältnis der absoluten Geschwindigkeit zur relativen Geschwindigkeit vorhanden ist, mit anderen Worten, mit welchem Slip die Schraube arbeitet. Nach Gleich. 23 gilt die Beziehung

$$\frac{S \cdot g}{R^2 \cdot \gamma \cdot H^2 \cdot n^2} = f(s).$$

Die Gebersschen Versuche sind aber bis zu dem maximalen für Schraubenpropeller überhaupt in Frage kommenden Slip $s = 1$ durchgeführt, also bis zur maximalen Flächenbelastung. Wenn die numerischen Schubwerte, welche Herr Professor Krainer anführt, zu gering erscheinen, so liegt das nur daran, daß Slip und Tourenzahl eben bei diesen speziellen Messungen gering waren: das in Gleich. 23 niedergelegte Gesetz erscheint mir heute nicht mehr anzweifelbar und giltig, solange nicht Hohlraumbildung in der Schraube eintritt, also das Ähnlichkeitsgesetz überhaupt seine Gültigkeit behält. Ich möchte hinzufügen, daß die Gebersschen Resultate, wie sich durch Vergleich der Beiwerte A, B, C, D für gleiche Flächen-, Steigungs- und Dickenverhältnisse ergibt, sehr gut mit den Taylorschen Messungen übereinstimmen.

Herr Professor Krainer hat ferner bemängelt, daß in den Fig. 11 bis 14 bei den verschiedenen Flächenverhältnissen der Schraube nicht eine zusammenfallende geometrische Raumfläche entsteht. Dies erklärt sich dadurch, daß das Flächenverhältnis $\frac{F_a}{F_d}$ zwar für die Richtung des austretenden Schraubenstrahles, nicht aber für die Austrittsgeschwindigkeit des Schraubenstrahles ohne Bedeutung ist. Das Flächenverhältnis würde für die Schraubenkräfte ganz ohne Bedeutung sein, wenn die inneren Widerstände in der Schraube wegfielen, also Oberflächenreibung, Ablenkungsverlust und Düsenverlust nicht vorhanden wären. Alle drei Verlustquellen hängen aber mit dem Flächenverhältnis zusammen. Sie beeinflussen zwar nicht so sehr die Richtung, wohl aber, wie aus unseren Grundgleichungen ersichtlich, die Geschwindigkeit des austretenden Strahles und damit auch den Schub und das Drehmoment. Von unseren Diagrammen der Fig. 11 bis 14, welche lediglich den Zusammenhang der Richtung des austretenden Strahles mit den Kräften geben, kann deshalb eine absolute Unabhängigkeit vom Flächenverhältnis nicht erwartet werden: die Übereinstimmung erscheint mir aber — insbesondere, wenn man bedenkt, aus welchen Unterlagen die Figuren gewonnen wurden. — genügend, um den von Professor Krainer wiederholten Satz zu rechtfertigen.

Der eben angedeutete Umstand, daß die Umrechnung der Taylorschen Resultate durch die geringe Größe der in Taylors Veröffentlichung enthaltenen Figuren notwendigerweise mit Ungenauigkeiten verbunden sein mußte — worauf ich ja auch in meinem Vortrage hingewiesen habe —, ist wohl auch dafür haftbar zu machen, wenn einige Maximalwirkungswerte in Tab. XVII größer errechnet sind, als sie von Taylor angegeben werden. Mit der Schätzung der Reibung hat dies nichts zu tun, da die in der Tab. XVII angegebenen Wirkungsgrade ohne jede Voraussetzung aus den von Taylor angegebenen Schüben und Drehmomenten lediglich durch Umrechnung entstanden sind. Zu der absoluten Richtigkeit der Taylorschen Messungen vermag ich ein Urteil nicht abzugeben. Jedenfalls eröffnen die Taylorschen systematischen Messungen einen bis dahin nicht gekannten Einblick in das Problem des Schraubenpropellers und sind qualitativ vom höchsten Werte, selbst wenn man glaubt, sie quantitativ nicht für zuverlässig ansehen zu können.

Herr Kollege Reißner ist nun zu einer wichtigen Frage übergegangen: Es ist die Frage, ob man eine nicht saugende Schraube bauen kann. Herr Kollege Reißner hat ja eine sehr interessante und geistreiche Theorie des Schraubenpropellers versucht, indem er die Deshomogenisierung, wie er es nennt, des Schraubenstrahls als die eigentliche Ursache der Kraftwirkung eines Propellers betrachtet. Wenn man der Anschauung des Herrn Professor Reißner, daß der Schraubenstrahl unhomogen ist, auch ohne weiteres zustimmen kann — und das möchte ich insbesondere bei schmalen Propellerflügeln — so kann ich mich doch der Folgerung des Herrn Diskussionsredners nicht anschließen, daß bei vernünftig dimensionierten Propellern die Deshomogenisierung einen nennenswerten Beitrag zum Schraubenschub liefert.

Der Gedankengang des Herrn Professor Reißner, wie ich denselben verstehe, ist der folgende: wenn die Flüssigkeitsmenge, auf welche die Schraube wirkt, in einem Punkt innerhalb der Schraube größer wie $\int dF \cdot v_0$ und zwar gleich $\int dF (v_0 + v_1)$ ist, so kann bei einer nicht saugenden — also Flüssigkeit außerhalb der Schraube nicht beschleunigenden — Schraube die Erklärung für den Mengenzuwachs nur so gefunden werden, daß die Flüssigkeit in der Schraube zirkuliert, daß also das Mehr an Flüssigkeit $\int dF \cdot v_1$ gegenüber der mit der Fortschrittsgeschwindigkeit zulaufenden Menge $\int dF \cdot v_0$ der Schraube von hinten immer wieder zuläuft. Der achsiale Impuls der mit der Fortschrittsgeschwindigkeit v_0 ein- und austretenden Flüssigkeitsmenge $\int dF \cdot v_0$ ist gleich Null, es verbleibt sonach als von der Schraube zu leistender Impuls —, als Antrieb lediglich der Impuls der Zusatzmenge $\rho \int dF \cdot v_1^2$, wobei allerdings wohl noch anzunehmen ist, daß infolge der inneren Widerstände der Zirkulationsbewegung der entsprechende Arbeitsbetrag bei jeder Zirkulation vernichtet wird. Das Geschwindigkeitsbild des Herrn Kollegen Reißner für die mittlere Strömung in der Schraube unterscheidet sich also insofern von dem von mir gegebenen Bild (Fig. 3), als Herr Reißner annimmt, daß die aus der Schraube austretende Flüssigkeit, zum Teil den einzelnen Flügelquerschnitt umkreisend, oder zwischen zwei Flügel-Querschnitten kreisend, wieder in die Schraube eintritt, während ich der Ansicht bin, daß die Flüssigkeit in einem geschlossenen, wenn auch unhomogenen Strahl aus dem Schraubenkreis hinten austritt, die mitgeführte Energie an die umgebende Flüssigkeit ganz oder doch zum größten Teil abgibt, und, wenn überhaupt, dann jedenfalls die Schraube als ganzes umfließend, bei einer vernünftig dimensionierten Schraube in Fahrt nur zu einem verschwindend geringen Betrag vorn in den Schraubenkreis wieder mit eintritt. Bei ganz schmalen Flügelblättern und an den Flügelspitzen mögen teilweise Umfließungserscheinungen um das einzelne Flügelblatt bei hohen Slipwerten auftreten — sie würden aber meines Erachtens im allgemeinen nur ein Zeichen unrichtig bemessener Abmessungen sein können. Daß aber selbst bei ihnen die Saugwirkung ganz verschwindet, halte ich für ausgeschlossen; die experimentelle Untersuchung der Frage erschiene mir immerhin dankenswert.

Eine Folgerung aus der Reißnerschen Theorie scheint mir die zu sein, daß die Schraube hinter sich einen geschlossenen Schraubenstrahl mit achsialer Eigengeschwindigkeit überhaupt nicht zurücklassen kann: diese Folgerung läßt sich aber mit den von Professor Reißner beobachteten Vorgängen hinter der Schraube meines Erachtens noch weniger in Einklang bringen, als dies Herr Professor Reißner von meiner Auffassung behauptet hat.

Herr Professor Reißner ist zu seiner Auffassung der eben geschilderten Zirkulationsströmung offenbar durch die hohe Schätzung, welche er dem modernen Lehrgebäude der Hydrodynamik entgegenbringt, verleitet worden, und Herr Kollege Reißner drückt seine Verwunderung darüber aus, daß ich mich in meiner Arbeit mit dem Strömungsbild der modernen Hydromechanik gar nicht beschäftigt habe. Ich darf hierzu wohl sagen, daß ich mich sehr wohl mit diesem Strömungsbild und auch mit der Arbeit des von mir hochgeschätzten Kollegen Föttinger beschäftigt habe, aber eben auf Grund dieses Studiums zu einer Ablehnung dieser Anschauungen gekommen bin, oder zum wenigsten es nicht für zweckmäßig halte, das Propellerproblem heute mit diesen Theorien zu verquicken. Denn ich muß der Anschauung des Herrn Kollegen Reißner sehr ernstlich widersprechen, als ob „dem neuerdings unter Zuhilfenahme der Zirkulationsvorstellung entstandenen Strömungsbild von den hydraulischen Forschern allgemein zugestimmt worden ist“ —, eher das Gegenteil ist richtig, die hydraulischen Forscher warnen zu einem guten Teil vor dem Strömungsbild unserer modernen Hydrodynamiker —, und ich glaube auch, daß Herr Kollege Föttinger sich nicht mit der ihm zugeschobenen Ansicht einverstanden erklären wird, „daß von jetzt ab dieses hydrodynamische Strömungsbild als wesentlich richtig betrachtet werden kann, und die Propellerwirkungen schon jetzt auch qualitativ richtig wiedergibt“.

Die Zirkulationsvorstellung — denn nur um eine solche handelt es sich —, verdankt ihre Entstehung dem Wunsche der wissenschaftlichen Hydrodynamik, „endlich ins Geschäft zu kommen“. Trotz aller mathematisch glänzenden Arbeiten war das Lehrgebäude der Hydrodynamik unbewohnt geblieben, weil die Schlüsse, welche die abstrakte Hydrodynamik lieferte, unwahr waren. Insbesondere der Satz, daß ein Körper in einer gleichmäßig strömenden Flüssigkeit keinen Widerstand erfährt, machte jedes Zusammenarbeiten der Hydraulik mit der Hydrodynamik unmöglich. Durch die Erfindung der Zirkulationsströmung — der Parallelströmung mit der Geschwindigkeit v wird eine Potentialströmung in geschlossenen Kurven mit der Geschwindigkeit c überlagert — gelang es, einen Widerstand rechnerisch in das Problem hineinzutragen, dessen Größe sich proportional $v \cdot c$ ergibt. Die Zirkulationsgeschwindigkeit c ist nicht bekannt: sie kann aber rückwärts aus dem Versuch so bestimmt werden, daß der gewünschte Widerstand sich rechnerisch ergibt. Wird die Zirkulationsgeschwindigkeit c dementsprechend gewählt, so folgt daraus ein bestimmtes Strömungsbild: wenn dieses Strömungsbild richtig wäre, müßte auch die Richtung und Angriffslinie des resultierenden Widerstands mit den Resultaten des Versuchs übereinstimmen: Die Erfahrung zeigt, daß dies nicht der Fall ist. Man kann die Zirkulationsgeschwindigkeit aber auch so bestimmen, daß gewisse augenscheinlich mit der Wirklichkeit nicht vereinbare Erscheinungen des Strömungsbildes verschwinden. Bei der Bewegung einer schiefgestellten Fläche in der Flüssigkeit kann man z. B. die Zirkulationsgeschwindigkeit so bemessen, daß ein Umfließen der hinteren Kante nicht eintritt. Berechnet man mit dem so festgelegten c die Widerstandskraft, so findet man, daß der errechnete Wert, selbst für die einfachst denkbaren Fälle, soweit von der Wirklichkeit abliegt, daß an eine Verwendung für hydraulische Aufgaben — an eine Übertragung der Theorie auf die Wirklichkeit — gar nicht gedacht werden kann. Die Einführung der Zirkulation gibt die Strömung nur zweifelhaft qualitativ richtig, unzweifelhaft quantitativ unrichtig wieder. Was also hat sich für den Hydrauliker geändert seit den Tagen, da man die Potentialströmung als die „wahre“ Flüssigkeitsströmung anpries?

Ich meine, wir Hochschullehrer sind dazu da, die Brücke zu schlagen zwischen der abstrakten Wissenschaft und den praktischen Ingenieurproblemen, aber dabei verpflichtet, nur Baumaterialien zu verwenden, deren Tragfähigkeit wir erprobt haben. Ich wenigstens kann mich nicht dazu verstehen, eine heute noch unausgereifte — wenn auch noch so geist-

reiche — Theorie dem Fachgenossen darzureichen, deren weitere Durcharbeitung und Erprobung zunächst noch Aufgabe des Laboratoriums ist, trotz aller Wertschätzung und Bewunderung, welche ich den anregenden Arbeiten unserer Hydrodynamiker entgegenbringe.

Dies Wenige zu den Bemerkungen des Herrn Kollegen Reißner wegen Nichtbeachtung der modernen hydrodynamischen Strömungstheorie.

Die Messungen, welche Herr Professor Lorenz uns vorgeführt hat, waren ja außerordentlich interessant. Ich kann aber nicht umhin, an der Richtigkeit der Messungen meine stärksten Zweifel auszudrücken. Im Engineering 1907 S. 612 sind sehr genaue Angaben über das von Herrn Ingenieur Wurl benutzte Modellboot zu finden, so daß sich der Maßstab der von Herrn Professor Lorenz veröffentlichten Figur genügend genau feststellen läßt. Nimmt man für das Schiff einen Tiefgang von 32' 6" und eine Geschwindigkeit von 26 Meilen an, so ermittelt sich aus dem Geschwindigkeitsbild des Nachlaufes ohne Propeller für den Querschnitt des Ruderstevens eine Mindestantriebsleistung von rund 150 000 Pferdestärken, gegenüber etwa 70 000 tatsächlich für den Schiffsantrieb verbrauchten. Daraus erkennt man, daß die Nachstromgeschwindigkeiten wesentlich zu hoch gemessen sind. Es widerspricht meines Erachtens auch völlig jeder Möglichkeit, daß das Wasser, wie in der Figur gezeichnet, an der Schiffswand klebt, d. h., daß die Nachstromgeschwindigkeit an der Schiffswand der Schiffsgeschwindigkeit gleich ist. Ebenso ernste Bedenken lassen sich gegen die Geschwindigkeitsmessungen des Schraubenstrahles vorbringen. Der maximale Slip der Mauretania beträgt etwa 17 %, und es ist anzunehmen, daß das Modellschiff mit korrespondierenden Geschwindigkeiten arbeitete, daß der gleiche Slip auch am Modellschiff vorhanden war. Wie kann man diese Slipzahl in Übereinstimmung mit dem vorliegenden Geschwindigkeitsbild bringen? Als Ursache der fehlerhaften Messungen sehe ich die Verwendung eines Woltmannschen Flügels an, der nur für achsialen Wasserdurchtritt geeicht, für die unregelmäßige Strömung, insbesondere des Schraubenstrahles, ganz ungeeignet sein mußte. (Vergl. auch die Bemerkungen Föttingers zu R. Wagner, betreffend Verwendung von Woltmannschen Flügeln für Strömungsmessungen, Jahrbuch 1906.)

Aus der vorliegenden Figur entnehme ich aber mit Befriedigung:

1. daß eine Saugwirkung in beträchtlicher Entfernung von der Schraube vorhanden war, genügend, um die dem Slip von 17 % entsprechende Wassermenge dem Propeller zuzubringen;
2. daß ein Umlauf der Flüssigkeit um die Schraube durch die Messungen nicht nachweisbar ist.

Wir müssen Herrn Professor Lorenz Dank wissen, daß er die Veröffentlichung dieses interessanten Diagrammes ermöglichte, und so hoffentlich zur Durchführung von so dringend notwendigen ähnlichen Messungen an Modellen und insbesondere an Schiffen selbst Anregung gegeben hat.

Die Einwendungen von Herrn Wagner, Oberingenieur der A. E. G., hier, haben mich außerordentlich überrascht, denn sie zeigen, daß Herr Oberingenieur Wagner weder die Literatur kennt, noch auch sich die Mühe genommen hat, sich in meinen Vortrag überhaupt hineinzudenken. Daß Herr Wagner die Literatur nicht kennt, möchte ich durch Folgendes beweisen: die von Herrn Wagner angeschriebene Gleichung $L_s = G \cdot \frac{c}{g} \cdot v_s$ bedeutet die Nutzschubarbeit, die Gleichung $L_a = G \cdot \frac{c}{g} \cdot \frac{c}{2}$ die Achsialkomponente des Arbeitsbetrages der Flüssigkeitsenergie, welche in der absoluten Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit dem Antrieb verloren geht.

Herr Oberingenieur Wagner kennt nur diese letzte Verlustquelle, während tatsächlich außerdem die Dreharbeit des Schraubenstrahles und die Arbeit der inneren Widerstände aufzubringen ist. Die Darstellung des Herrn Oberingenieur Wagner ist eine der ältesten Darstellungen, die wir in unseren Schraubentheorien kennen, welche längst abgetan und nur als eine ganz rohe Erklärung des Problems anzusehen ist, indem sie insbesondere zu dem Resultat führt, daß für $s = 0$ der Wirkungsgrad gleich Eins ist.

Nun kommt aber das, was mich offen gestanden am meisten überrascht hat, daß Herr Oberingenieur Wagner hier auftritt, ohne das wesentlichste Diagramm, und den eigentlichen Sinn der ganzen Abhandlung erfaßt zu haben. Herr Oberingenieur Wagner behauptet in dem Diagramm, welches er in Fig. 59 nach meiner Fig. 3 wiederholt hat, daß bei bestimmter Fortschrittsgeschwindigkeit die inneren Widerstände aus meiner Darstellung ausfallen. Er kommt zu diesem Resultat, indem er die Austrittsgeschwindigkeit ae umklappt und zum Schnitt mit bd bringt. Herr Oberingenieur Wagner hätte sich doch durch Betrachtung der Fig. 27 oder der Fig. 29 überzeugen können, daß einer anderen Fortschrittsgeschwindigkeit des Propellers auch ein anderer Punkt e , d. h. eine andere Austrittsgeschwindigkeit des Strahles entspricht, also seine ganzen Voraussetzungen nicht richtig sind.

Dann ist von demselben der weitere, beinahe beleidigende Vorwurf erhoben worden, daß ich zu einem Perpetuum mobile gekommen sei. Nun, meine Herren, dazu möchte ich nur auf die Fig. 35 hinweisen. Wenn wir aus tatsächlichen Versuchswerten von Propellern. Schub- und Drehmoment als Funktion des Slip auftragen, so wissen wir, daß der Schub im allgemeinen bei einem negativen Slipwert gleich Null, das Drehmoment aber erst bei einem noch geringeren Slipwerte gleich Null wird, bei welchem also bereits eine Zugkraft — eine negative Schubkraft — ausgeübt werden muß, um die Schraube durch das Wasser zu ziehen. Wie man dabei von einem Perpetuum mobile sprechen kann, ist mir vollkommen schleierhaft. Ich würde mich Herrn Oberingenieur Wagner gerne vor meinem Vortrage zur Verfügung gestellt haben und ich bin überzeugt, daß wenige Minuten genügt haben würden, diese einfachen Tatsachen klarzustellen.

Zu den Ausführungen des Herrn Baurats Beyerhaus möchte ich nur das eine bemerken, daß die Fig. 60 des Herrn Baurat Beyerhaus sich mit der von mir gegebenen Darstellung im Ganzen deckt, nur hat Herr Beyerhaus den Verlust durch Reibung, Stoß usw. in seinem Geschwindigkeitsdiagramm nicht berücksichtigt. Das Diagramm des Herrn Beyerhaus unterscheidet sich von dem von mir gegebenen Diagramm (Fig. 3) dadurch, daß nach Herrn Beyerhaus ac und ae gleich sind. Da die Differenz $\frac{ac^2 - ae^2}{2}$ den Arbeitsverlust durch die Widerstände in der Schraube bedeutet, Herr Beyerhaus diesen also vernachlässigt, wäre es interessant, im einzelnen zu erfahren, wie Herr Beyerhaus bei Nachrechnung der Gebersschen Versuche zu brauchbaren Resultaten gekommen ist. Für die Auffassung des Herrn Baurat Beyerhaus, daß die gesamte Achsialbeschleunigung der Flüssigkeit innerhalb der Schraube erfolgt, welche er meiner Auffassung entgegenstellt, habe ich aus den Ausführungen des Herrn Diskussionsredners einen Beweis nicht entnehmen können.

Sehr interessant waren die Ausführungen des Vorstehers der schiffbautechnischen Abteilung der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, hier, Herrn Schaffran, und zwar deswegen besonders interessant, weil Herr Schaffran ja in vorbildlicher Weise in der Schleppversuchsanstalt wirkt und dort reichlich Gelegenheit hat, die Gültigkeit des Ähnlichkeitsgesetzes und die Zweckmäßigkeit der dimensionslosen Darstellung auszuprobieren. Meine Herren! Ich bin aber der Ansicht, wenn man mit der dimensionslosen Darstellung arbeiten will, dann soll man konsequent sein und soll die Größen, die man darstellt, wirklich dimensionslos wählen, und das hat Herr Schaffran leider nicht getan. Herr Schaffran hat

statt der dimensionslosen Größen (S) und (M), die ich als Schub- und Momentencharakteristik bezeichnet habe, eine Schub- und Momentenkonstante $\frac{S}{D^2 \cdot H^2 \cdot n^2}$ und $\frac{M}{D^2 \cdot H^3 \cdot n^2}$ eingeführt, die nicht dimensionslos, sondern von der Dimension $\frac{\text{kg Sek}^2}{\text{m}^4}$ sind. Dadurch werden die numerischen Resultate abhängig von dem Maßsystem und der Art der Flüssigkeit, in welcher die Versuche gemacht sind. Während bei Verwendung der dimensionslosen Schub- und Momentencharakteristik die Werte (S) und (M) miteinander vergleichbar zwischen 0 und 1 sich bewegen, bewegt sich die Schaffransche Schubkonstante zwischen 0 und 80 und die Momentenkonstante zwischen 0 und 13 (beides nur für metrisches System und Wasser als Flüssigkeit). Ich hoffe aber, daß Herr Schaffran sich bereit finden wird, den Vorteil der reinen dimensionslosen Darstellung anzuerkennen und statt der Schub- und Momentenkonstanten in Zukunft Schub- und Momentencharakteristik zu verwenden.

Herr Schaffran meint nun im Anschluß an die von ihm hier veröffentlichten, sehr schönen Versuche mit 5 verschiedenen Flügelquerschnittsformen, daß es nicht möglich sei, die Schub- und Momentencharakteristik der verschiedenen Querschnittsformen durch die 4 Beiwerte A, B, C und D auszudrücken. Ich bedauere, daß Herr Schaffran nicht gleich die Probe aufs Exempel gemacht hat. Ich erlaube mir deshalb dieses hier nachzuholen. Ich habe für die in der Schaffranschen Darstellung am meisten auseinanderliegenden Querschnittsformen die Werte A, B, C und D ermittelt und finde

$$\begin{aligned} \text{für Querschnitt Nr. 49 } (S) &= (1,046 - 0,143 \cdot s) \cdot (0,046 + 0,857 \cdot s) \\ &\text{und } (M) = (1,046 - 0,143 \cdot s) \cdot (0,164 + 0,725 \cdot s) \\ \text{und für Querschnitt Nr. 36 } (S) &= (1,166 - 0,180 \cdot s) \cdot (0,166 + 0,820 \cdot s) \\ &\text{und } (M) = (1,166 - 0,180 \cdot s) \cdot (0,298 + 0,725 \cdot s). \end{aligned}$$

Aus den folgenden beiden Tabellen erkennt man, daß im ganzen Bereich der Messungen die Schub- und Momentencharakteristik durch die angeschriebenen Formeln genügend gut wiedergegeben werden.

Querschnitt Nr. 49				
s	q		r · n	
	gemessen	berechnet aus (A - B · s)	gemessen	berechnet aus (C + D · s)
0,0	1,048	1,046	0,150	0,164
0,1	1,035	1,032	0,239	0,237
0,2	1,019	1,018	0,322	0,309
0,3	1,003	1,003	0,395	0,382
0,4	0,988	0,989	0,461	0,454
0,5	0,973	0,975	0,531	0,527
0,6	0,958	0,960	0,602	0,599
0,7	0,946	0,946	0,673	0,672
0,8	0,932	0,932	0,744	0,744
0,9	0,921	0,918	0,814	0,817

Querschnitt Nr. 36				
s	q		r. u	
	gemessen	berechnet aus (A - B . s)	gemessen	berechnet aus (C + D . s)
-0,1	1,178	1,184	0,200	0,225
0,0	1,167	1,166	0,286	0,298
0,1	1,152	1,143	0,368	0,371
0,2	1,132	1,130	0,444	0,443
0,3	1,112	1,112	0,522	0,516
0,4	1,092	1,094	0,595	0,588
0,5	1,073	1,076	0,666	0,661
0,6	1,055	1,057	0,737	0,733
0,7	1,040	1,040	0,806	0,806
0,8	1,024	1,022	0,877	0,878

Damit ermittelt sich das Verhältnis $t = \frac{H'}{H} = \text{Ersatzsteigung zu geometrischer Steigung}$

für Nr. 49: $t = 1,0784$,

für Nr. 36: $t = 1,240$

und die Tangente des Steigungswinkels der Ersatzsteigung

für Nr. 49: $\text{tg } \eta = 0,462$ entsprechend dem Ersatzsteigungsverhältnis $\frac{H'}{\phi'} = 1,45$,

für Nr. 36: $\text{tg } \varphi = 0,555$ entsprechend dem Ersatzsteigungsverhältnis $\frac{H'}{\phi'} = 1,74$.

Wenn Herr Schaffran ferner angibt, daß die Schub- und Momentencharakteristik keine Kurven einfacher Krümmung seien, sondern fast durchweg S-förmigen Schlag aufweisen, so muß ich sagen, daß diese Erscheinung mir bei keinem der zahlreichen von mir untersuchten Propeller vorgekommen ist und ich möchte hoffen, daß dieser S-förmige Schlag sich nicht als eine von der Versuchseinrichtung seiner Anstalt herrührende Eigentümlichkeit herausstellen möge. Die Bezugnahme auf die Froudeschen Messungen kann jedenfalls die Behauptung des Herrn Schaffran nicht stützen, da die Froudeschen Versuche aus dem Jahre 1886, wie dies Froude selbst in seiner neueren Arbeit vom Jahre 1908 zugesteht, mit allerlei Mängeln behaftet waren. Ich möchte nur z. B. darauf hinweisen, daß nach der von Herrn Schaffran reproduzierten Froudeschen Figur für $s = 0$ der Schub für sämtliche 2-, 3- und 4-flügelige Schrauben bei allen Steigungsverhältnissen gleich Null wird, ein Resultat, an welches wohl heute niemand mehr glaubt, und dessen Erzwingung durch Anpassung des Kurvenstraks an die Versuchspunkte allein genügen würde, den S-förmigen Schlag zu erklären.

Außerordentlich wichtig erscheinen mir die von Herrn Schaffran gegebenen Versuchsergebnisse der Fig. 61, weil sie mir den experimentellen Beweis für die Zweckmäßigkeit des von mir in meiner Fig. 25 II vorgeschlagenen Flügelquerschnittes geben. Der Querschnitt Nr. 36 besitzt ja die von mir vorgeschlagene Form und man erkennt, daß dieser Querschnitt bis hinauf zu etwa 30 % Slip eine wesentliche Überlegenheit gegenüber den anderen Querschnitten aufweist. Bei höheren Slipwerten allerdings sinkt der Wirkungsgrad, wenn auch unwesentlich unter die Wirkungsgrade nahezu aller andern

Querschnitte. Und das ist auch natürlich, da ja das Hochziehen der eintretenden Kante nur mit Rücksicht auf die Strömung bei geringen Slipwerten erfolgt war, für höhere Slipwerte aber durch das Hochziehen ein stumpfes Stoßen des eintretenden Wassers gegen die eintretende Kante bewirkt wird. Damit erledigen sich auch, wie ich denke, die Einwände, die Herr Professor Dr. Bendemann gegen die Verwendung dieses Querschnittes erhoben hat, welche allerdings für Standversuche berechtigt erscheinen, nicht aber für den Fall des freifahrenden Schiffes, bei welchem Slipwerte von 30 % doch wohl die Grenze des Zulässigen darstellen. Im übrigen möchte ich noch darauf hinweisen, daß die Resultate von Herrn Schaffran sich praktisch völlig mit Versuchen Taylors, welche an acht verschiedenen Querschnittsformen durchgeführt wurden, decken. Bei diesen Versuchen zeigte die Querschnittsform nach meiner Fig. 25 I bis herauf zu etwa 18 % Slip, eine wesentliche Überlegenheit gegenüber den übrigen sieben Querschnittsformen. Ich habe den Flügelquerschnitt nach Fig. 25 II im Frühjahr dieses Jahres in einer kleinen Arbeit, die ich im „Schiffbau“ veröffentlichte, vorgeschlagen, und ich muß sagen, es war mir eine große Genugtuung, als Herr Schaffran einige Tage nach der Veröffentlichung zu mir kam und sagte: Wir haben in der Schleppversuchsanstalt alle möglichen Querschnitte durchprobiert und haben gefunden, daß der jetzt von Ihnen vorgeschlagene Querschnitt von allen versuchten Querschnitten der beste ist. Und es war mir eine weitere Genugtuung, als ich vor einigen Tagen von einem Herrn gesprächsweise hörte, daß ein Fahrzeug, dessen glänzende Probefahrtsresultate augenblicklich in aller Mund sind, ebenfalls Propeller mit diesen Querschnitten besitzt.

Herr Schaffran hat uns ferner in seinen Figuren mit derjenigen Methode bekannt gemacht, welche die Versuchsanstalt zum Vergleich der Eignung mehrerer Propeller für ein bestimmtes Schiff verwendet. Diese Methode entspricht den von Renard und Dorand (*La technique Aeronautique* 1910) gemachten Vorschlägen, und ist sehr gut verwendbar, wenn die Frage zu entscheiden ist, mit welcher Schraubenkonstruktion kann bei festliegendem Durchmesser und einer bestimmten Schiffsgeschwindigkeit ein vorgeschriebener Schub am ökonomischsten erzielt werden. Aber nur, wenn der Durchmesser tatsächlich unabänderlich festliegt, halte ich diese Art der Darstellung für zweckmäßig. Die allgemeine Frage, welcher Durchmesser, welches Steigungs-, Flächen- und Dickenverhältnis sind für einen vorliegenden Fall die zweckmäßigsten, kann man nur aus Serienversuchen beantworten, in der Art, wie ich es in Tab. XXIV und XXV für zwei Aufgaben getan habe. Ich fürchte, wenn die Methode des Vergleiches zweier oder dreier Propeller nebeneinander nicht aufgegeben wird, werden wir im Propellerproblem nie das Ende finden: denn auf diesem Wege kann schließlich von jedem Propeller bewiesen werden, daß er besser ist wie ein anderer, und die Erfinderdiskussionen und die Erfinderreklame werden in der alten Weise weiterblühen.

Von diesem Gesichtspunkte aus ist die Mitteilung des Herrn Schaffran, daß die Versuchsanstalt systematische Serienversuche vorbereitet, von größtem Interesse. Nachdem das Programm dieser Versuche hier veröffentlicht ist, mögen mir einige Bemerkungen zu demselben gestattet sein.

Das Programm deckt sich im ganzen mit dem Versuchsprogramm Taylors, unterscheidet sich nur durch die Flügelform. Während bei Taylor die abgewinkelte Flügelfläche eine an die Achse anschließende Ellipse darstellt, ist die Ellipse des Versuchsprogrammes um ein bestimmtes Maß von der Achse abgerückt. Es erscheint mir zweifelhaft, ob es notwendig war, die ganze Taylorsche Arbeit so völlig unbenutzt liegen zu lassen. Hat man sich denn durch effektive Messungen davon überzeugt, daß die Taylorsche Angaben un-

brauchbar sind? Und wo liegen die Fehler bei den Taylorschen Messungen? Die von der Versuchsanstalt vorgeschlagenen Flügelformen haben gegenüber den Taylorschen den Nachteil, daß zu ihrer Definition eine willkürliche, mit den Hauptbestimmungsstücken einer Schraube in keinem notwendigen Zusammenhang stehende Größe — der Abstand der Ellipse von der Achse — herangezogen werden muß. Ich möchte auch glauben, daß die Dicke der Wurzelquerschnitte bei der geringen Breite derselben — und damit der Düsenverlust in der Nähe der Nabe — bei den Propellerformen der Versuchsanstalt unnötig hoch ausfallen wird. Will man von der einfachen Form der an die Achse unmittelbar sich ansetzenden Ellipse für die abgewinkelte Flügelfläche abgehen, so möchte ich diejenige Flügelform empfehlen, welche in der nebenstehenden Figur dargestellt ist und dadurch entsteht, daß man die Projektion zweier gegenüberstehenden Flügel auf die Achsebene als Ellipse mit der großen Achse $= 2R$ und der kleinen Achse $= b_0$ ausbildet. (In nebenstehender Figur strichpunktiert ein-

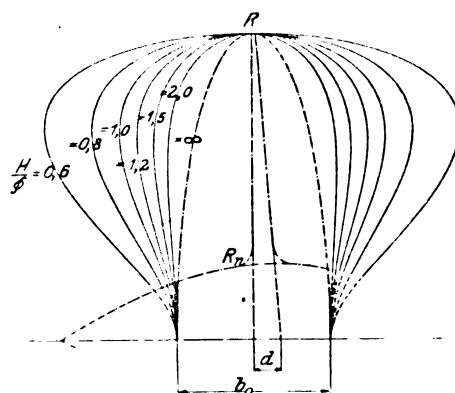


Fig. 68.

gezeichnet.) Bezeichnet r den Abstand eines beliebigen Flügelquerschnittes von der Achse,

$\frac{H}{\phi}$ das Steigungsverhältnis der Schraube, so findet sich die Breite b des betreffenden Flügelquerschnittes im Abstände r zu

$$b = \frac{b_0}{H} \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{r}{R}\right)^2 \cdot \pi^2 + \left(\frac{H}{\phi}\right)^2\right) \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right)}.$$

Die abgewinkelte Fläche eines Flügelblattes ermittelt sich, wenn wir den konstanten Flächenabzug der Nabe pro Flügel $b_0 \cdot R_n$ unberücksichtigt lassen

$$\begin{aligned} \text{für } \frac{H}{\phi} &= 0,6 \text{ zu } 1,9930 \cdot b_0 \cdot R \\ &= 0,8 \quad „ \quad 1,6080 \cdot b_0 \cdot R \\ &= 1,0 \quad „ \quad 1,3835 \cdot b_0 \cdot R \\ &= 1,2 \quad „ \quad 1,2411 \cdot b_0 \cdot R \\ &= 1,5 \quad „ \quad 1,1073 \cdot b_0 \cdot R \\ &= 2,0 \quad „ \quad 0,9866 \cdot b_0 \cdot R \\ &= \infty \quad „ \quad 0,7850 \cdot b_0 \cdot R \end{aligned}$$

Das Verhältnis $\frac{\text{abgewinkelte Fläche}}{\text{Kreisfläche}}$ beträgt sonach für z-Flügel pro Schraube:

$$\text{für } \frac{H}{\phi} = 0,6 \quad \frac{F_a}{F_d} = 1,993 \cdot \frac{b_0 \cdot z}{R \cdot \pi} \text{ usw.}$$

Jedem Flächenverhältnis ist für ein bestimmtes Steigungsverhältnis ein bestimmtes Verhältnis $\frac{b_0}{R}$ zugeordnet. Alle Verhältnisse der Schraube bestimmen sich in einfacher und eindeutiger Weise aus den Hauptstimmungsstücken der Schraube und die entstehende Flügel-form paßt sich gut sowohl den hydraulischen Verhältnissen, wie den Forderungen der Festigkeit an.

Herr Schaffran hat sich weiter über die Verhältnisse der hinter dem Schiff arbeitenden Schraube ausgesprochen, dabei im wesentlichen meine Ausführungen wiederholend. Ich möchte hierzu jedoch bemerken, daß die von Herrn Schaffran gegebene Definition des „Wake fraction“ w als $\frac{v_s - v_e}{v_s}$ nicht mit der von Froude (1836) gegebenen Definition — Verhältniswert von $v_s - v_e$ zu v_e — welche auch von Luke, dessen Originalfiguren Herr Schaffran ja unverändert reproduziert, angenommen ist, übereinstimmt. Hiernach sind auch die von Herrn Schaffran im Zusammenhang mit w angeschriebenen Formeln des scheinbaren Slip usw., ferner die Bezeichnung $\frac{v_s - v_e}{v_s}$ in der Reproduktion der Lukeschen Figuren richtig zu stellen. Die von mir aus dem errechneten Strömungsbild abgeleiteten Sätze finden sämtlich — worauf ich ja bereits in dem Vortrage aufmerksam gemacht habe — ihre Bestätigung in den Lukeschen Experimenten. Diese Berechnung der Nachstromgeschwindigkeit glaubt Herr Schaffran trotzdem bemängeln zu müssen, indem er mir die Ansicht unterlegt, daß die Nachstromziffer w mit der Fahrtgeschwindigkeit in konstanter Beziehung stehe. Aus meiner Gleichung 44 folgt, daß w abhängig ist von $\frac{W}{v^2}$ oder von $\frac{1}{m^3}$: beide Werte ändern sich aber bekanntlich mit der Geschwindigkeit v , so daß also auch w für verschiedene Geschwindigkeiten verschieden groß sich errechnet, und der Schaffransche Einwand hinfällig wird.

Wenn ich mir jetzt noch einige Bemerkungen zu der von Herrn Professor Bendemann aufgeworfenen Frage erlauben darf, ob es richtiger ist, zur Entwicklung des Luftpropellers maßstäbliche Versuche durchzuführen, oder Modellversuche, so stehe ich auf dem wiederholt ausgesprochenen Standpunkt, daß ich eine Entwicklung des Propellers nur durch Serienversuche für möglich halte. Wird man solche Serienversuche — für eine Flügel-form sind 90 bis 120 verschiedene Schrauben notwendig — mit maßstäblich ausgeführten Propellern durchführen können? Wer will die Kosten solcher Versuche aufbringen? Und falls solche Mittel zur Verfügung stehen: ist es nicht vorteilhafter, diese Mittel für mehrere Modellpropellerserien aufzuwenden, statt für eine einzige, maßstäbliche Serie? Die Schrauben in natürlicher Größe und unter den natürlichen Arbeitsbedingungen auszuprobieren, ist ja dem Luftschiffbau auch ohne Versuchsstand für maßstäbliche Schrauben viel leichter möglich, wie dem Wasserschiffbauer, da er ja seine Schraubenkräfte am Flugzeug oder Luftschiff direkt messen kann. Solche Versuche sind im Luftschiffbau immer möglich, während sie im Wasserschiffbau mit den großen Schrauben und gewaltigen Gewichten und mit den unzugänglichen Schrauben natürlich nicht möglich sind, und damit lassen sich also Modellversuche im Luftschiffbau jederzeit in genügender Weise kontrollieren.

Was endlich die Bemerkungen des Herrn Oberingenieur Dr. Wagner anlangt, so hoffe ich, daß es mir durch die Einführung der Ersatzsteigung gelungen ist, die Vorteile, welche aus der Anwendung von Austrittsleitschaufeln erwartet werden können, der scharfen Berechnung zugänglich zu machen, und eine gerechte Beurteilung der Wagnerschen Erfindung des Gegenpropellers zu ermöglichen.

Wenn ich zum Schluß im Blick auf die verschiedenen Diskussionsbeiträge, insbesondere denjenigen des Herrn Schaffran, mir noch eine Bitte erlauben darf, so ist es die, daß wir

uns in unserer schiffbautechnischen Literatur doch möglichst der Änderung eingebürgerter Definitionen und Begriffsbildungen enthalten möchten. Zu welcher Verwirrung das Umdefinieren von Begriffen, insbesondere ohne gleichzeitige Änderung der Originalbezeichnungen führen kann, habe ich oben an der Schaffranschen Definition von w gezeigt, die zu einer unrichtigen Wiedergabe der Lukeschen Werte führte. In der VI. Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1904 wurden für die wichtigsten schiffbautechnischen Begriffe Bezeichnungen festgelegt: fast alle Bezeichnungen des Herrn Schaffran — von denen ich annehmen muß, daß sie mit den Bezeichnungen der Königl. Versuchsanstalt übereinstimmen — weichen von diesen vereinbarten Bezeichnungen ab, so das Studium des Diskussionsbeitrages erschwerend. Möchten doch alle, welche im Schiffbau wissenschaftlich arbeiten, sich bestreben, die einheitliche Begriffsbildung und die Bezeichnungen, welche von der Schiffbautechnischen Gesellschaft bereits in den ersten Jahren ihrer Gründung als notwendig erkannt wurden, durch konsequente Verwendung in den eigenen Arbeiten zu fördern.

Ihnen allen aber, meine Herren, danke ich nochmals für das Interesse, mit dem Sie meinem Vortrage und nun auch meinen weiteren Ausführungen gefolgt sind.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley :

Meine Herren! Es steht unzweifelhaft fest, daß wir in dem Vortrage des Herrn Professor Dr. Gümbel eine sehr fleißige und gleichzeitig eine sehr scharfsinnige Arbeit vor uns haben. Sie hat zunächst das große Vorurteil beseitigt, daß man in der Schiffbautechnischen Gesellschaft kein Interesse für theoretische Arbeiten habe. Betrachtet man die große Zuhörerschar, die hier bis $\frac{1}{2}$ 5 Uhr ausgehalten hat, so ist bewiesen, daß auch theoretische Arbeiten wohl gewürdigt werden. Meine Herren, sie werden mir deshalb sämtlich zustimmen, wenn ich Herrn Professor Gümbel unseren verbindlichsten Dank für seinen vortrefflichen Vortrag ausspreche. (Lebhafter Beifall.)

XVI. Über das Maß der Stabilität der Schiffe.

Vorgetragen von Ludwig Benjamin-Hamburg.

Der Endzweck der Stabilitätsberechnungen ist die Beantwortung der Frage, ob ein Schiff in einem gegebenen Zustande der Beladung ein genügendes Aufrichtungsvermögen besitzt, ob es also die Fähigkeit besitzt, aus geneigten Lagen, in die es durch äußere Einwirkungen gebracht werden kann, in die aufrechte Lage zurückzukehren, oder ob das Erreichen der geneigten Lagen die Gefahr des Kenterns mit sich bringt.* Eine Beantwortung dieser Frage ist zurzeit aber selbst dann eine schwierige Sache, wenn die Schwerpunktslage des Schiffes genau festgestellt ist, und zwar hauptsächlich deshalb, weil es scheinbar an einem geeigneten Maßstab fehlt, mittels dessen man die Stabilitätsverhältnisse der Schiffe in den geneigten Lagen derartig zum Ausdruck bringen kann, daß ein Vergleichen der Stabilität verschiedener Schiffe ermöglicht wird.

Nur infolge dieses Mangels ist es zu erklären, daß die metazentrische Höhe noch immer in weiten Kreisen als Maß der Stabilität benutzt wird, obgleich sie ganz und gar nicht für diese Rolle geeignet ist; denn sie gibt nur ein Maß für die Stabilitätsverhältnisse bei geringen Abweichungen von der aufrechten Lage; sie ist in den meisten Fällen schon bei einer seitlichen Neigung von 5° nicht mehr maßgebend für den Verlauf der Stabilitätskurve, während bei einer Neigung von 20° sehr häufig schon Hebelsarme auftreten, auf welche die metazentrische Höhe auch keinen annähernden Rückschluß mehr zuläßt. Nun kommt es aber für das Aufrichtungsvermögen nicht nur auf die Stabilität bei kleinen Neigungswinkeln, sondern im wesentlichen auch darauf an, daß die Schiffe der Erreichung von größeren Neigungswinkeln genügenden Widerstand entgegensetzen, und für diesen Zweck genügt die Kenntnis der metazentrischen Höhe nicht; denn das Bestehen einer großen metazentrischen Höhe bedingt durchaus nicht immer ein großes Maß von Stabilität bei größeren Neigungswinkeln, und eine geringe

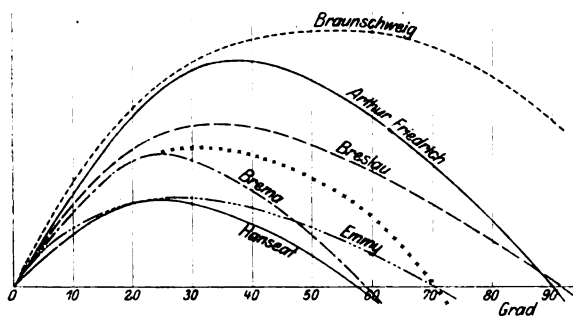
positive oder eine negative metazentrische Höhe deutet durchaus nicht immer auf mangelhafte Stabilitätsverhältnisse bei eingetretenen Neigungen hin.

In der Erkenntnis dieser Unzulänglichkeit der metazentrischen Höhe als Maß der Stabilität benutzt man denn auch ziemlich allgemein neben ihr die Hebelsarmkurve zur Beurteilung der Stabilität; dieser Beurteilung fehlt aber das Kennzeichen des Messens; der Verlauf der Stabilitätskurven ist ein so verschiedenartiger, daß man nicht weiß, wo und was man messen soll. Um diesem Mangel einigermaßen entgegenzukommen, hat man von verschiedenen Seiten vorgeschlagen, daß man zur Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse außer der metazentrischen Höhe den Winkel, bei welchem die Hebelsarmkurve ihr Maximum erreicht, die Größe des Maximalhebelsarms und den Winkel, bei welchem der Hebelsarm null wird, benutzen solle. Nun sind dies allerdings zweifellos wichtige Merkmale der Kurven, aber die Feststellung ihrer Werte läßt einen bestimmten, maßstäblich gehaltenen Schluß auf die Stabilität der Schiffe nicht zu, weil eine Formel, die diese vier Werte zu einer Einheit zusammenfaßt, fehlt und sich bei der verschiedenartigen Natur der Kurven auch wohl schwerlich aufstellen läßt.

Überlegt man sich nun aber, in welcher Weise man denn eigentlich vorgeht, wenn man die Stabilität eines Schiffes nach der Hebelsarmkurve „beurteilt“, so liegt die Sache in der Tat einfacher, als allgemein angenommen wird. Man betrachte beispielsweise die Hebelsarmkurven der verschiedenen Fischdampfer in Fig. 2. Es wird wohl kein Zweifel darüber herrschen können, daß man dem „Arthur Friedrich“ das größte, dem „Hanseat“ das kleinste Maß von Stabilität unter den dort dargestellten Schiffen zusprechen wird; ferner wird man beispielsweise der „Emmy“ ein größeres Maß von Stabilität zuerkennen, als der „Brema“. Man wird also derjenigen Kurve den größeren Wert beilegen, welche die größere Fläche umschließt, und da man sich leicht überzeugen kann, daß man ganz allgemein nach dem gleichen Prinzip bei der Beurteilung irgendwelcher beliebiger Stabilitätsdiagramme verfährt, so folgt, daß man bei dieser „Beurteilung“ bewußt oder unbewußt nichts anderes tut, als daß man den Wert der Stabilität nach dem Inhalt der Fläche taxiert, den die Hebelsarmkurve mit der Abzissenachse und irgendeiner Ordinate umschließt, wobei jedoch jede Klarheit darüber fehlt, welche Ordinate dies denn eigentlich sein solle.

Soba'd dies, wie ich nicht bezweifle, als zutreffend erkannt wird, liegt es nahe, die Flächeninhalte der Hebelsarmkurven, nach Winkeln fortschreitend zu ermitteln und als Kurven aufzutragen, um dadurch zu vergleichbaren Größen, also zu einem Maß der Stabilität zu gelangen. Diesem Maß wird jede Willkürlichkeit genommen, sobald man sich klar macht, was denn der Flächeninhalt der Hebelsarmkurve

Fig. 1. Momentkurven.



Ordinaten 10 mt = 2 mm.

Fig. 2. Hebelsarmkurven.

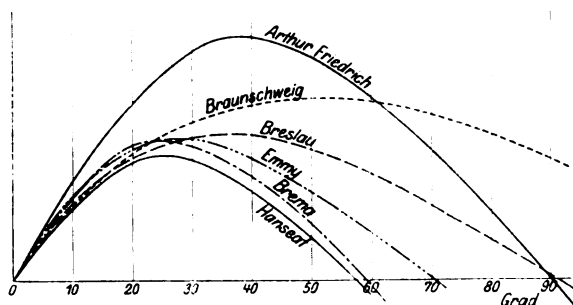
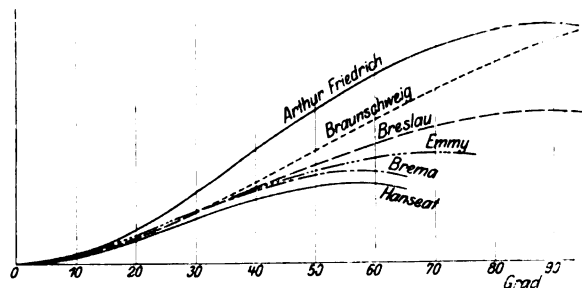
Ordinaten 1 : 12¹/₂.

Fig. 3. Dynamische Wegkurven.

Ordinaten 1 : 12¹/₂.

N a m e	Ver- drän- gung t	M G mm	dynam. Wegstr (mm)	
			30°	60°
Arthur Friedrich .	373	885	117	314
Braunschweig	555	750	84	237
Breslau	440	760	83	197
Emmy	255	860	86	173
Brema	370	800	86	152
Hanseat	244	735	76	130

bedeutet. Wie im Anhang näher erörtert, ist dies nämlich nichts anderes als die Summe der beiden Wegstrecken, um die der System-schwerpunkt bei der seitlichen Neigung des Schiffes gehoben und der Verdrängungsschwerpunkt gesenkt wird, also diejenige Wegstrecke, durch welche die wirkenden Kräfte überwunden werden müssen, um die mechanische Arbeit der seitlichen Neigung des Schiffes zu vollbringen. Da man die Arbeit selbst als „Dynamische Stabilität“ bezeichnet, hat man für diese Strecke den Ausdruck „dynamische Wegstrecke“ gewählt, während sich für die Kurve, in welcher die dynamischen Wegstrecken für die verschiedenen Neigungswinkel zusammengestellt sind, die Bezeichnung „dynamische Wegkurve“ ergibt.

In den Fig. 2 bis 8 sind für eine Reihe von bekannten Schiffen, deren Namen ich aus naheliegenden Gründen zum Teil verschweigen muß, die dynamischen Wegkurven den zugehörigen Hebelsarmkurven gegenübergestellt, und zwar sind für die meisten derselben die charakteristischen Beladungsarten, wie sie von den Bauwerften den Reedereien aufgegeben werden, in Betracht gezogen. Um Vergleiche anstellen zu können, sind alle diese Zeichnungen im gleichen Maßstab, nämlich für die Abzissen $0,8 \text{ mm} = \frac{\pi}{180}$ und für die Ordinaten $1:12\frac{1}{2}$, ausgeführt.

Ehe ich auf die Zeichnungen näher eingehe, möchte ich einige Bemerkungen allgemeiner Natur vorausschicken. Die dynamische Wegkurve ermöglicht offenbar nicht nur einen maßstäblichen Vergleich der Stabilität von verschiedenen Schiffen oder von verschiedenen Beladungsverhältnissen eines Schiffes miteinander, sondern sie gibt auch (und hierin liegt wohl ihr Hauptwert) die Möglichkeit, Minimalmaße für die erforderliche Stabilität festzulegen, dergestalt, daß man auf Grund von gesammelten Erfahrungen sich über diejenigen dynamischen Wegstrecken zu einigen vermag, welche jedes Schiff eines gegebenen Typs, das die Hochsee befahren soll, bei gewissen Neigungswinkeln mindestens besitzen sollte, um als „genügend stabil“ angesehen zu werden. Über die Wichtigkeit einer solchen Möglichkeit brauche ich wohl kein Wort zu verlieren; denn irgendwelche geschriebene oder ungeschriebene Vorschriften, daß Schiffe genügende Stabilität besitzen sollen, können erst dann Wert haben, wenn man unzweideutig, also am besten durch Zahlen, festzustellen vermag, was man unter einer „genügenden“ Stabilität versteht.

Es fragt sich zunächst, welche Neigungswinkel man hierfür zu wählen haben wird. Offenbar scheiden die Winkel über etwa 60° hierbei aus; denn wenn ein Schiff eine derartig große Neigung, wenn auch nur bei einem einmaligen Schwin-

gungsausschlag, erreicht, muß es bereits als Wrack angesehen werden. Bei diesem oberen Grenzwinkel, den ich also mit 60° annehmen will, muß die dynamische Wegstrecke so groß sein, daß man die Überzeugung haben darf, daß es den äußeren Einflüssen nicht möglich sein wird, das Schiff auf diesen Neigungswinkel zu bringen.

Auch diejenigen Winkel, die unter einer gewissen Grenze liegen, kommen nicht in Betracht, da ein Schiff dadurch, daß es leicht auf geringe Winkel zu neigen ist, keinesfalls an Brauchbarkeit verliert. Diese wird erst gefährdet, wenn das Schiff Neigungen annimmt, die etwa den Winkel von 30° überschreiten; alle Einrichtungen der Schiffe sind so getroffen oder sollten so getroffen sein, daß ein solcher Winkel vorübergehend gefahrlos erreicht werden kann. Bei 30° sollte also ein solches Maß der dynamischen Wegstrecke verlangt werden müssen, daß das Schiff den äußeren Einflüssen einen genügenden Widerstand entgegensetzen vermag, um im gesunden Zustande nicht über diesen Winkel hinausgeworfen werden zu können.

Welcher Wert dies sein muß, kann nur durch Erfahrungen bestimmt werden; auf mathematischem Wege läßt sich in dieser Beziehung nichts erreichen; die erforderlichen Erfahrungen sind aber zweifellos in reichlichem Maße vorhanden, wenn auch über die verschiedenen Reedereien zerstreut; sie brauchen nur gesammelt zu werden.

Anders liegt es mit Bezug auf den Minimalwert, der für die obere Grenze, also nach meiner Annahme für 60° , zu verlangen wäre. Erfahrungen können hierfür unmöglich vorliegen oder gesammelt werden, denn der Wert soll ja so groß bemessen sein, daß man es als ausgeschlossen zu betrachten hat, daß das Schiff durch die äußeren Einflüsse auf annähernd diesen Winkel gebracht werden kann. Dieser obere Minimalwert erhält dadurch gewissermaßen den Charakter eines Sicherheitswertes, analog allen Beanspruchungsziffern der gesamten Technik. Er wird ein gewisses Vielfaches des für 30° zu fordernden Minimalwertes betragen müssen und soll die Sicherheit gewährleisten, daß auch bei Eintreten außergewöhnlicher Umstände, welcher Art diese auch sein mögen, die als erforderlich erachtete Stabilität noch nach Kräften gewahrt wird.

Zu ungefähren Anhaltspunkten über die Größe der erforderlichen Minimalwerte für 30 und 60° wird man nun bereits durch das Studium der Fig. 2 bis 8 gelangen können, wobei ich bemerken möchte, daß diese Zeichnungen kritiklos einer größeren Anzahl mir vorliegender Stabilitätskurven entnommen sind, so daß jeder Grund vorliegt, anzunehmen, daß sie ein gutes Bild der in der Praxis guter Handelsschiffe vorkommenden Stabilitätsverhältnisse geben. Zur Erleichterung der Vergleiche sind den einzelnen Figuren Tabellen über die Werte der dynamischen

Wegstrecken für 30^0 und 60^0 , ferner aber auch die Verdrängungszahlen und die metazentrischen Höhen hinzugefügt.

Die in Fig. 1 bis 3 dargestellten Kurven von Fischdampfern sind dem Jahresbericht der Seeberufsgenossenschaft von 1903 entnommen und entstammen den Berechnungen des Germanischen Lloyd. Dem Bericht zufolge sind dabei diejenigen Beladungsverhältnisse gewählt, welche als etwa die ungünstigsten vorkommenden gelten dürfen. Für die Darstellung derselben sind im Original nicht die Hebelsarm-, sondern die Momentkurven gewählt, und ich habe diese deshalb in Fig. 1 den Hebelsarmkurven vorangestellt¹⁾. Besonders interessant ist die Wiedergabe dieser Momentkurven im J o h o w schen Handbuch, 3. Aufl., S. 244, bei welcher die in meiner Fig. 1 kreuzpunktierte Kurve, die im Original der Seeberufsgenossenschaft nicht vorhanden ist, mit dem Bemerkten hinzugefügt ist, „daß Dampfer, deren Stabilitätskurve innerhalb dieser Kurve fällt, für Islandreisen nicht geeignet sind“.

Wenn auch die Einzeichnung dieser Kurve in ein Momentkurvendigramm als ein prinzipieller Fehler bezeichnet werden muß²⁾, so ist der beabsichtigte Sinn doch der, daß die Stabilität der Dampfer „Braunschweig“, „Arthur Friedrich“ und „Breslau“ als genügend, die Stabilität der andern aber als ungenügend für die Hochsee bezeichnet werden soll, eine Ansicht, der ich mich anschließen möchte.

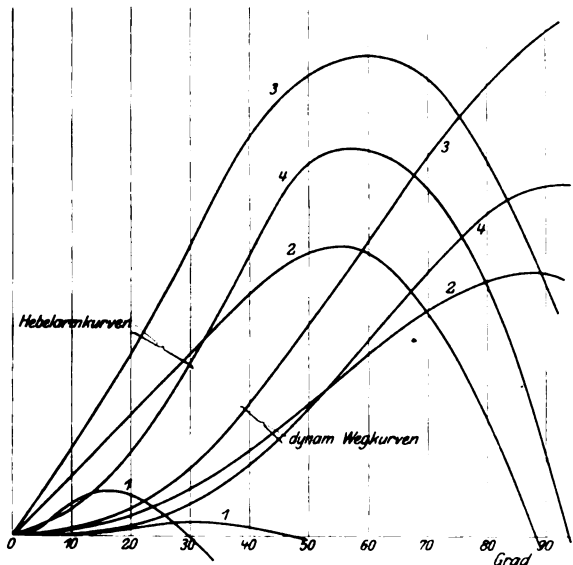
Aus den Momentkurven der Fig. 1 sind zunächst die Hebelsarmkurven, Fig. 2 entwickelt (wobei man die Vertauschung der Rollen zwischen „Braunschweig“ und „Arthur Friedrich“ beachten möge), und aus diesen die dynamischen Wegkurven, Fig. 3.

Bei 30^0 zeigen alle diese Dampfer, mit Ausnahme des „Arthur Friedrich“, fast die gleiche dynamische Wegstrecke; es wird dies unter Bezugnahme auf das oben Gesagte nicht überraschen können, wenn man bedenkt, daß sie alle, solange nicht außergewöhnliche Verhältnisse eintreten, mit Bezug auf ihre Stabilität das Benehmen sicherer Seeschiffe zur Schau tragen, daß also eventuelle Mängel ihrer Stabilität durch Beobachtung ihres Benehmens auf See nicht zutage treten können. Bei 60^0 aber weichen die dynamischen Wegstrecken der verschiedenen Fisch-

1) Es sei erwähnt, daß sich bei der Durcharbeitung der Kurven zeigte, daß im Verlaufe einiger derselben kleine Unstimmigkeiten mit den angegebenen metazentrischen Höhen vorfinden, die auf zeichnerische Irrtümer zurückzuführen sein mögen; ich habe mir gestattet, diese Unstimmigkeiten in meinen Diagrammen zu beseitigen.

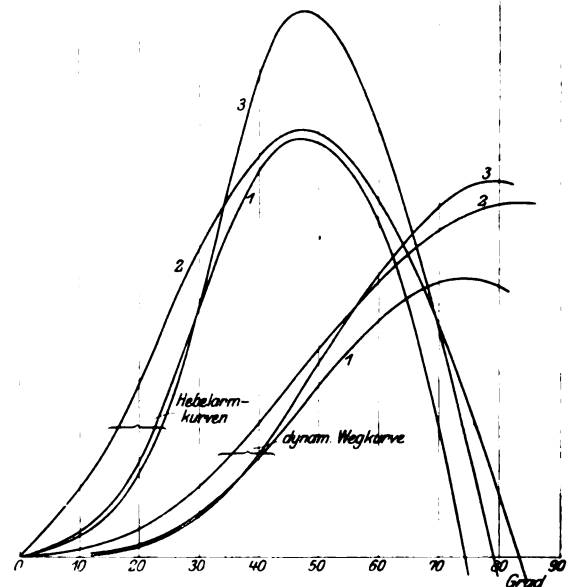
2) Denn die aus ihr zu ermittelnden Hebelsarme würden für ein größeres Schiff geringer ausfallen, als für ein kleineres; beispielsweise würde das bei 30^0 dadurch gegebene Moment von 90 mt für ein Schiff von der Größe der „Enemy“ einen Hebelsarm von 350 mm, für eines von der Größe des „Braunschweig“ einen solchen von nur 160 mm bedeuten.

Frachtdampfer „A“.

Fig. 4. Ordinatensystem 1:12¹/₂.

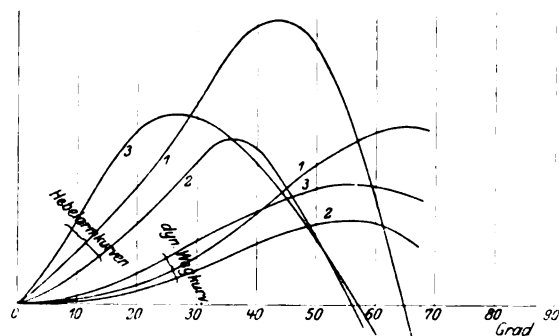
Nummer der Kurven	Verfassung des Schiffes	Verdrängung (t)	M G (mm)	Dynam. Wegstr. (mm)	
				30°	60°
1.	leer, ohne Ballast	3300	-25	22	—
2.	leer, Ballasttanks voll . . .	3900	450	77	303
3.	homog. Ladung, 1 t = 1 cbm, keine Kohlen, kein Ballast	8800	905	112	495
4.	homog. Ladung, 1 t = 1,6 cbm, keine Kohlen, kein Ballast	7300	150	52	327

Passagier- und Frachtdampfer „B“.

Fig. 5. Ordinatensystem 1:12¹/₂.

Nummer der Kurven	Verfassung des Schiffes	Verdrängung (t)	M G (mm)	Dynam. Wegstr. (mm)	
				30°	60°
1.	leeres Schiff, ohne Ballast	20500	175	69	399
2.	homog. Ladung, 1 t = 1 cbm, kein Ballast, keine Kohlen	37500	635	120	460
3.	homog. Ladung, 1 t = 1,6 cbm, kein Ballast, keine Kohlen	31000	130	65	474

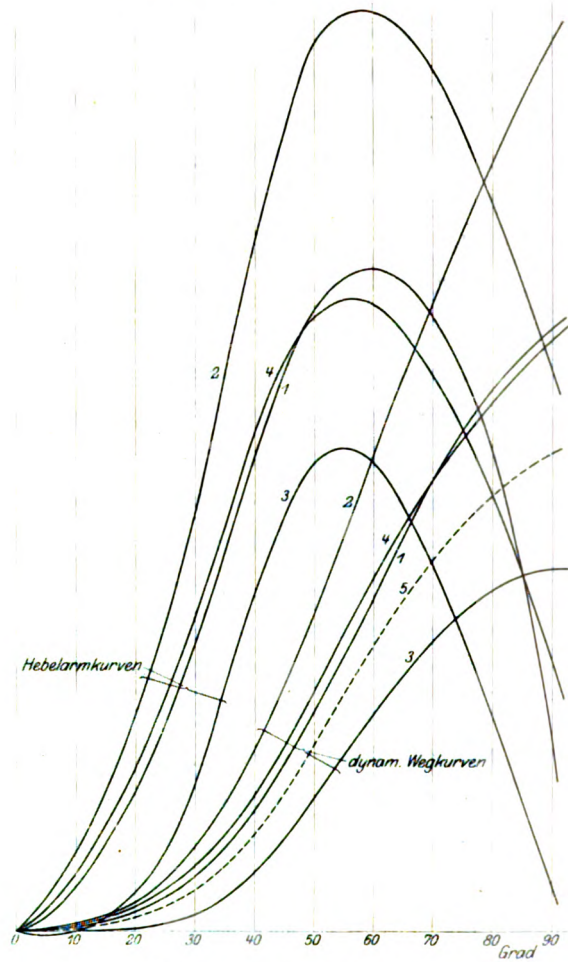
Passagier- und Frachtdampfer „D“.

Fig. 7. Ordinatensystem 1:12¹/₂.

Nummer der Kurven	Verfassung des Schiffes	Verdrängung (t)	M G (mm)	Dynam. Wegstr. (mm)	
				30°	60°
1.	keine Ladung, keine Kohlen, Ballasttanks voll	9000	420	80	290
2.	homog. Ladung, 1 t = 1,75 cbm, keine Kohlen, kein Ballast	12100	190	56	140
3.	wie 2, aber mit vollen Bunkern, Frischwasser und Proviant	15000	605	105	200

Fracht- und Passagierdampfer „C“.

Fracht- und Passagierdampfer „E“.

Fig. 6. Ordinatensystem 1 : 12¹/₂.Fig. 8. Ordinatensystem 1 : 12¹/₂.

Nr. der Kurven	Verfassung des Schiffes	Ver- drän- gung (t)	M G (mm)	Dynam. Wegstr. (mm)	
				30°	60°
1.	keine Ladung, keine Kohlen, Ballasttanks voll	14 800	— 160	22	323
2.	homog. Ladung, 1 t = 1 cbm, keine Kohlen, kein Ballast	21 000	165	92	630
3.	homog. Ladung, 1 t = 1,6 cbm, keine Kohlen, kein Ballast	18 200	— 140	34	435
4.	wie 3, aber Bunker voll . .	20 700	190	106	682

Nr. der Kurven	Verfassung des Schiffes	Ver- drän- gung (t)	M G (mm)	Dynam. Wegstr. (mm)	
				30°	60°
1.	keine Ladung, Ballasttanks voll, keine Kohlen	16 200	220	92	555
2.	homog. Ladung, 1 t = 1 cbm, kein Ballast, keine Kohlen	23 500	640	142	785
3.	homog. Ladung, 1 t = 1,6 cbm, kein Ballast, keine Kohlen	24 300	— 75	26	362
4.	wie 3, aber Bunker voll, Ballasttanks zum Teil ge- füllt	27 400	420	107	585
5.	wie 4, aber Bunker leer . .	ca. 25 000	ca. 250	65	472

dampfer sehr bedeutend voneinander ab, woraus hervorgeht, daß ihre Sicherheit in der Tat eine sehr verschiedene ist. Geht man von der durch die Johowsche Kurve beabsichtigten Ansicht aus, daß nur die Dampfer „Arthur Friedrich“, „Braunschweig“ und „Breslau“ genügende Stabilität besitzen, die andern aber nicht, so müßte das Minimalmaß bei 60° für diese Klasse von Schiffen etwa 200 mm betragen, während es bei 30° irgendwo unterhalb 75 mm liegen müßte.

Die in den Diagrammen, Fig. 4 bis 8, dargestellten Kurven beziehen sich auf große Fracht- und Passagierdampfer, denen ich die Bezeichnung A bis E gegeben habe. Bei solchen Schiffen liegen die Verhältnisse insofern anders, als ihre Stabilität je nach dem Gewicht und der Verstaung der Ladung eine äußerst schwankende ist, so daß es eine sehr große Zahl von an und für sich sehr seetüchtigen Schiffen gibt, die trotzdem in Lagen gebracht werden können, deren Stabilität nicht mehr als genügend bezeichnet werden kann. Jedes der einzelnen Diagramme zeigt daher eine Anzahl von verschiedenen Hebelsarm- und entsprechenden dynamischen Wegkurven, deren Zahl sich noch wesentlich vergrößern ließe, wenn außer den verzeichneten Ladungsverhältnissen noch weitere in Betracht gezogen wären.

Von den sich für jeden dieser fünf Dampfer ergebenden ungünstigsten oder nahezu ungünstigsten in der Praxis vorkommenden Ladungsverhältnissen sind in Fig. 9 und 10 die Hebelsarmkurven und die dynamischen Wegkurven zusammengestellt; in diese beiden Diagramme sind die Kurven der als genügend stabil erkannten Fischdampfer „Arthur Friedrich“ und „Breslau“, sowie die der „Emmy“ als günstigster Repräsentant der als nicht genügend stabil befundenen Fischdampfer eingezeichnet; ferner sind in ihnen die Kurven eines typischen Finkenwärders Fischkutters im ungünstigen Beladungsstadium enthalten, dessen Typ sich in vielen Ausführungen als genügend stabil bewährt hat. Dieser Fischkutter ist für den vorliegenden Zweck besonders interessant dadurch, daß er offenbar ungefähr an der Grenze der erforderlichen Stabilität liegt, soweit der obere Grenzwinkel in Betracht kommt¹⁾.

¹⁾ Ein solcher Kutter war versuchsweise mit einer aus aufgesetzten Stengen bestehenden Vorrichtung für drahtlose Telegraphie versehen worden und blieb, nachdem er verschiedene Reisen damit gemacht hatte, nach einem Sturm verschollen. Bei der Seeamtsverhandlung stellte sich heraus, daß die nautischen Praktiker durchweg die Ansicht vertraten, daß der Kutter eine solche Belastung nicht mehr vertragen konnte, und auch in einem von mir eingeforderten Gutachten mußte ich auf Grund meiner „Beurteilung“ der Hebelsarmkurven erklären, daß die durch die erwähnte Vorrichtung herbeigeführte Verminderung der Stabilität als wahrscheinliche Ursache des Unterganges anzusehen sei. Am Benehmen des Schiffes beim Segeln oder im Seegang soll nichts zu merken gewesen sein, und die Berechnung ergibt, daß die dynamische Wegstrecke bei 20° nur wenig, bei 60° aber wesentlich durch die Anbringung der Vorrichtung vermindert worden war.

Während nun die Hebelsarmkurven der Fig. 9 in einer, jeden direkten Vergleich ausschließenden Weise voneinander abweichend verlaufen, zeigen die dynamischen Wegkurven der Fig. 10 durchaus nicht solche Abweichungen, daß von einem Ver-

Fig. 9. Hebelsarmkurven.

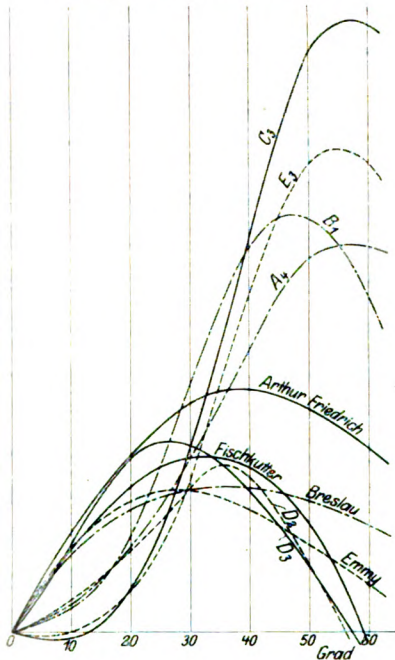
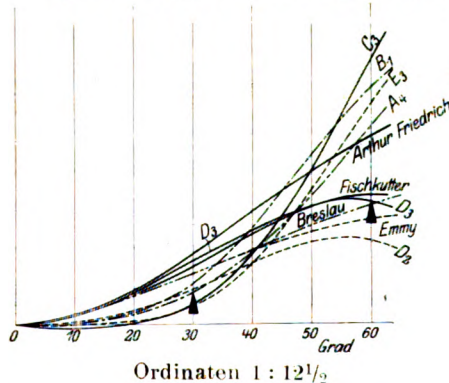


Fig. 10. Dynamische Wegkurven.



Beschreibung des Schiffes	Verdrängung (t)	M G (mm)	dynam. Wegstr. (mm)*	
			30°	60°
A 4, Ladg. 1 t = 1 cbm, ohne Ballast und Kohlen	7 300	150	52	327
B 1, leer, ohne Ballast	20 500	175	69	399
C 3, Ladg. 1 t = 1,6 cbm, ohne Ballast und Kohlen	18 200	— 140	34	435
D 2, Ladg. 1 t = 1,75 cbm, ohne Ballast und Kohlen	12 100	180	56	142
D 3 ebenso, aber mit Kohlen usw.	15 000	605	105	205
E 3, Ladg. 1 t = 1,6 cbm, ohne Ballast und Kohlen	24 300	— 75	26	362
Fischd. Carl Friedrich	373	885	117	314
„ Breslau	440	760	83	197
„ Emmy	255	860	86	173
Finkenwerder Fischkutter	65	750	96	212

*) Bei denjenigen Schiffen, deren dynam. Wegkurve ihr Maximum vor 60° Grad erreicht, ist an Stelle der dynam. Wegstrecke für 60° der Maximalwert der Kurve eingesetzt.

gleich keine Rede sein könnte. Im Gegenteil, wenn man den Verlauf der Kurven näher betrachtet, wird man nicht nur die Vergleichbarkeit derselben erkennen, sondern es wird auch weiter auffallen, wie wenig sie von einander abweichen, trotzdem es sich um Schiffe der denkbar verschiedensten Größen und Typen handelt.

Man wird aus dieser Übereinstimmung zu dem Schluß gezwungen, daß weder die Größe der Schiffe, noch die Verschiedenheit der Typen bei der eventuellen Festlegung eines Minimalmaßes für die erforderliche Stabilität von solchem Einfluß sein können, daß sich eine verschiedene Behandlung der Schiffe in dieser Beziehung, die ja außerordentlich schwierig durchzuführen wäre, noch empfehlen würde. Vielmehr muß man zu der Überzeugung kommen, daß es sich rechtfertigen läßt, wenn man bei der Bestimmung des erforderlichen Minimalmaßes von einer Berücksichtigung der Größe und des Typs der Schiffe absieht. Wenn sich auch vielleicht das Gefühl manches Fachmannes hiergegen zunächst sträuben wird, so erscheint es aber doch der Logik entsprechend. Denn wenn man das Minimalmaß der dynamischen Wegstrecke für 60° beispielsweise auf 200 mm festlegen würde, so würde dies für den Fischkutter mit 65 t Verdrängung eine mechanische Arbeit (dynamische Stabilität) von 13 mt, für den Dampfer D in der Verfassung 3 mit 15 000 t Verdrängung aber 3000 mt bedeuten; man würde also in der Tat der Schiffsgröße durchaus gerecht werden. Man wolle auch nicht vergessen, daß man die den verschiedenen Beladungsarten eines Schiffes entsprechenden Stabilitätskurven auch bisher für untereinander vergleichbar angesehen hat, während die Verdrängung, sowie eine Zahl anderer wichtiger Eigenschaften beim leeren und beim voll beladenen Schiff mindestens ebensoviel voneinander abweichen, als wenn es sich um verschieden große Schiffe oder um solche von verschiedenen Typs handelte.

Man wolle ferner bedenken, daß man auch bisher, sobald man ein gewisses Minimalmaß der metazentrischen Höhe als zur Sicherheit der Schiffe erforderlich festlegte, dieses Maß nicht von der Größe oder dem Typ des Schiffes abhängig machte. So hat beispielsweise Herr Geheimrat Flamm in seiner Abhandlung über „Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe“ (Jahrg. 1913, S. 560) für die betriebsfertigen Schiffe eine metazentrische Höhe von 700 mm seinen Berechnungen zugrunde gelegt und damit zum Ausdruck gebracht, daß er dieses Maß für erforderlich hält, gleichgültig wie groß und von welchem Typ das Schiff ist. Nun ist aber der Anfangsverlauf der dynamischen Wegkurve lediglich abhängig von der metazentrischen Höhe und letztere läßt sich bis zu dem Neigungswinkel, bis zu dem die Hebelsarmkurve der Anfangstangente folgt, ohne weiteres in die Ordinaten der dynamischen Wegkurve umrechnen. Die Beurteilung der Stabilität nach der metazentrischen Höhe kann also auch als eine solche nach dem Anfangsverlauf der dynamischen Wegkurve aufgefaßt werden, und der von mir vorgeschlagene Weg der Beurteilung nach den Werten der dynamischen Wegkurve für größere

Neigungswinkel als eine Erweiterung des bisherigen Verfahrens. Wenn man es aber bei diesem bisherigen Verfahren für richtig ansah, das erforderliche Maß unabhängig von der Größe und dem Typ des Schiffes festzusetzen, so liegt auch kein Anlaß vor, bei dem erweiterten Verfahren von diesem Grundsatz abzuweichen.

Unter diesen Umständen glaube ich, daß die an die Betrachtung der Fischdampfer geknüpften Bemerkungen über das für sie erforderliche Maß der Stabilität auf alle Schiffstypen ausgedehnt werden können, um so mehr, als die mit dem etwa das kleinste Seeschiff darstellenden Fischkutter gemachten Erfahrungen damit übereinstimmen. Ich möchte es also als meine Überzeugung hinstellen, daß das Minimalmaß der dynamischen Wegstrecke bei 60° für alle Schiffe, die die Hochsee befahren sollen, etwa 200 mm betragen müßte. Eine Ausnahme muß bei solchen Schiffen gemacht werden, deren Hebelsarmkurven schon vor 60° auf Null abfallen. Wenn bei solchen Schiffen die dynamische Wegstrecke bei dem Winkel, bei dem dies eintritt, bereits 200 mm erreicht hat, so ist dadurch eine noch größere Sicherheit gegeben, als wenn dies bei 60° erreicht wäre. Die Bedingung muß also lauten, daß der Wert von 200 mm bei 60° oder vorher erreicht wird.

Nicht ganz so klar liegt die Sache bei 30° . Wie man aus Fig. 10 sieht und wie durch viele weitere Beispiele erläutert werden kann, wird das Maß, welches bei den Fischdampfern vorhanden ist, bei den größeren Dampfern in ungünstigen Ladungsverhältnissen auch dann noch sehr häufig unterschritten, wenn, wie die Erfahrung zeigt, noch kein Anlaß vorliegt, die Stabilität für zu gering zu erachten; es ist also anzunehmen, daß die betr. Dampfer, wenn sie in dieser Art beladen sind, durch die äußeren Einflüsse leichter auf Winkel von 30 bis 35° geworfen werden können, als es bei den kleineren Fischdampfern und bei dem Fischkutter der Fall ist. Ich möchte daraus aber weiter schließen, daß diese kleinen Fahrzeuge bei 30° ein höheres Maß von Stabilität besitzen, als an und für sich erforderlich wäre, und daß sich dieses Maß nur dadurch ergibt, weil sonst bei dem Verlauf ihrer Hebelsarmkurven die Stabilität bei 60° zu gering ausfallen würde. Dasselbe trifft bei dem Dampfer D zu, dessen Kurven übrigens typisch für eine große Zahl von größeren Dampfern ist.

Ferner ist in Betracht zu ziehen, daß bei der Festlegung eines Minimalmaßes für den Neigungswinkel von 30° die Schwingungsfrage nicht außer acht gelassen werden darf. Ein Schiff, das so beschaffen ist, daß es erhaltene Schwingungen längere Zeit pendelartig fortsetzt, ist offenbar größeren seitlichen Neigungen ausgesetzt, als ein solches, bei dem dies nicht der Fall ist. Logischerweise müßte also das Minimalmaß der dynamischen Wegstrecke für 30° von der Schwin-

gungsfähigkeit der Schiffe abhängig gemacht werden: das stärker schwingende Schiff müßte ein größeres Minimalmaß erfordern, als das schwächer schwingende. Allein einesteils ist die Theorie der Schwingungsverhältnisse durchaus noch nicht einwandfrei geklärt — ich hoffe, bei einer späteren Gelegenheit auf diesen Gegenstand zurückkommen zu können — anderseits aber muß es doch ein Minimalmaß geben, das auch von den am stärksten schwingenden Schiffen zu fordern wäre, und dieses dürfte m. E. bei 30° nicht wesentlich unter 50 mm liegen, obgleich man bei näherer Prüfung finden wird, daß manche Schiffe in Beladungszuständen über See gesandt zu werden pflegen, die dieses Maß nicht erreichen, während ihre Stabilität weder von seiten der Praktiker noch der Theoretiker zu Beanstandungen geführt hat. Das Maß von 50 mm für 30° , so gering es auch auf den ersten Blick erscheinen mag, dürfte sich deshalb bei näherer Prüfung eher als zu groß wie als zu klein erweisen.

Mit dem Vorbehalt, daß die beiden Minimalmaße von 50 und 200 mm sowie die Winkel von 30° und 60° nur als Vorschläge zu betrachten sind und daß es sich auch nicht um absolut starre Maße handeln kann, habe ich sie in Fig. 10 durch Pfeile angedeutet und in der dieser Figur beigefügten Tabelle diejenigen dynamischen Wegstrecken, die diese Minimalgrenzen nicht erreichen, durch fetten Druck hervorgehoben.

Hat man sich über die erforderlichen Minimalmaße geeinigt, so kann man ohne weiteres für jeden Tiefgang eines Schiffes die höchste zulässige Schwerpunktslage festlegen; anderseits gibt die dynamische Wegkurve in denjenigen Fällen, in denen bei einer Beladungsart eines Schiffes die Stabilität als nicht genügend befunden wird, auch die Mittel an die Hand, zu erkennen, welche Veränderungen mit der Schwerpunktslage vorgenommen werden müssen, um die Stabilität auf das erforderliche Maß zu bringen. Aus dem Anhang geht hervor, daß, wenn der Schwerpunkt um h tiefer gelegt wird, die dynamische Wegstrecke für den Winkel φ um $h(1 - \cos. \varphi)$ vergrößert wird. So würde beispielsweise für den Fall C; der Fig. 10, bei welchem die dynamische Wegstrecke 34 mm bei 30° beträgt, unter den gemachten Annahmen eine Erhöhung dieses Maßes um 16 mm, also eine Tieferlegung des Schwerpunktes um $\frac{16 \text{ mm}}{1 - \cos. 30^\circ} = \text{rund } 120 \text{ mm}$ erforderlich sein.

Ist mit der Tieferlegung des Schwerpunktes, wie es bei Hinzufügung von Ballast der Fall ist, eine Vergrößerung der Verdrängung verbunden, so daß dadurch eine andere Stabilitätskurve zur Geltung kommt, so genügt allerdings diese ein-

fache Berechnung nicht. Man wird in solchem Fall Querkurven nach Art der Fig. 11 zeichnen müssen, welche die Werte der dynamischen Wegstrecken bei 30 und 60° für verschiedene Ballastmengen darstellen, und kann aus diesen ohne weiteres das erforderliche Ballastgewicht entnehmen. Ähnlich wird man vorgehen müssen, wenn man die Größe der Decksladung bestimmen will, die ein Schiff einzunehmen imstande ist, ohne seine Stabilität unter die zulässige Grenze zu bringen, sowie in anderen Fällen, in denen die Ladungsmenge oder deren Verstaungsart der Stabilität anzupassen ist.

Wie man erkennt, bietet also die dynamische Wegkurve nach allen Richtungen hin die Mittel, die bisherige Methode, die Stabilität zu „beurteilen“, durch eine Messung zu ersetzen.

Querkurven zur Ermittlung des erforderlichen Ballasts für ein Schiff mit gegebener Beladungsart.

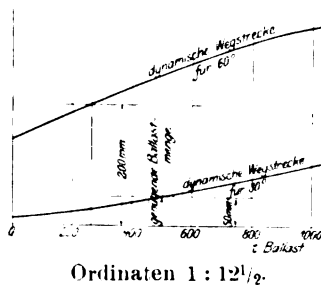


Fig. 11.

Kurven mit verschiedener Anfangsstabilität für die dynam. Wegstrecken 50 mm bei 30° und 200 mm bei 60°.

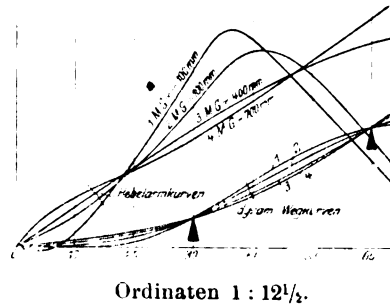


Fig. 12.

Die bereits oben erwähnten wichtigen Merkmale der Hebelsarmkurven, nämlich die metazentrische Höhe, die Lage und Größe des Maximalhebelsarms und der Winkel, bei welchem der Hebelsarm zu null wird, sind natürlich nicht ohne Einfluß auf die Gestaltung der dynamischen Wegkurven; jedoch geht aus den vorgebrachten Beispielen, besonders aber aus Fig. 9 und 10, hervor, daß keine derselben für sich allein bestimmend auf das Maß der Stabilität einwirkt. Ein Schiff mit großer metazentrischer Höhe, welches bei einem kleinen Neigungswinkel den Maximalhebelsarm erreicht, kann in bezug auf Stabilität gleichwertig sein mit einem andern, dessen metazentrische Höhe gering ist, dessen Hebelsarmkurve aber schnell zu hohen Werten ansteigt. Auch die Lage des Winkels, bei dem der Hebelsarm zu null wird, ist nicht von so großer Wichtigkeit, wie es häufig angenommen wird; steigt die Hebelsarmkurve zu hohen Werten an, so können auch dann große Werte der dynamischen Wegstrecke erzielt werden, wenn erstere schnell wieder abfällt und negativ wird.

Den Zusammenhang zwischen der metazentrischen Höhe und der dynamischen Wegkurve erläutert Fig. 12. Hier ist der normale Verlauf derjenigen dynamischen Wegkurven dargestellt, welche der genauen Innehaltung der Maße von 50 und 200 mm durch die dynamischen Wegstrecken für 30 und 60° entsprechen, wenn die metazentrische Höhe verschiedene Werte zwischen +700 und —100 mm annimmt. Die diesen Kurven entsprechenden Hebelsarmkurven sind daraus abgeleitet und gleichfalls in Fig. 12 eingezeichnet. Man sieht aus dieser Figur, daß die angenommenen Minimalmaße sich durch normal verlaufende Hebelsarmkurven bei allen diesen metazentrischen Höhen erreichen lassen. Ich bin hierbei von der Ansicht ausgegangen, daß eine geringe negative metazentrische Höhe an und für sich nicht als unzulässig angesehen werden darf, eine Ansicht, die nicht in allen Kreisen geteilt wird; will man diese Ansicht nicht gelten lassen, so kann man die Festlegung der Minimalwerte noch dadurch ergänzen, daß man ein Minimalmaß der metazentrischen Höhe vorschreibt, welches die Anfangsstabilität regelt, während der weitere Verlauf der Stabilität durch die dynamischen Wegstrecken geregelt wird. Ich möchte aber hervorheben, daß die Festlegung eines Minimalmaßes für die metazentrische Höhe nur den Zweck haben kann, die Schiffe davor zu bewahren, daß sie sich nicht in der aufrechten Lage halten können, und daß ein geringes Maß positiver metazentrischer Höhe für diesen Zweck schon genügend erscheinen muß. Eine große metazentrische Höhe wird sich nur in solchen Fällen als notwendig erweisen, in denen man die als erforderlich erachteten dynamischen Wegstrecken nicht mit geringen metazentrischen Höhen erreichen kann, oder in solchen Fällen, in welchen man, abgesehen von der Sicherheit des Schiffes auf See, auch noch Gründe hat, der aufrechten Lage des Schiffes eine besondere Stetigkeit zu geben.

Die erwähnte Ableitung der Hebelsarmkurve aus der dynamischen Wegkurve bietet durchaus keine Schwierigkeiten, da, wie im Anhang bewiesen ist, der Winkel, den die Tangente an die dynamische Wegkurve mit der Abzissenachse bildet, maßgebend für die Größe des Hebelsarms ist, so daß eine sehr einfache zeichnerische Vornahme genügt, um aus der dynamischen Wegkurve die Hebelsarmkurve abzuleiten. Dies ist von besonderer Wichtigkeit, weil, wie gleichfalls im Anhang erörtert ist, die dynamische Wegkurve durch eine Berechnungsmethode aus den Schiffslinien zu ermitteln ist, welche die Methoden zur Ermittlung der Hebelsarmkurve an Einfachheit und Übersichtlichkeit übertrifft. Es wird sich also empfehlen, die dynamische Wegkurve, die ja eigentlich das Wesentlichste enthält, was man über die Stabilität zu wissen wünscht, direkt zu berechnen, und die Hebelsarmkurve, als die unwesentlichere, aus ihr abzuleiten.

Am richtigsten und genauesten wäre es, jede der beiden Kurven unabhängig von einander direkt zu berechnen und sie gegenseitig zur Abstimmung zu benutzen, wobei man dann auch die wahre Lage der Verdrängungsschwerpunkte erhält. Führt man diese, allerdings sehr zeitraubende Arbeit durch, so wird man in der Regel überrascht sein über den Mangel an Übereinstimmung, welcher zwischen beiden Kurven zu herrschen scheint. Dies hat seine Ursache darin, daß bei den verhältnismäßig kleinen Werten, in denen beide Rechnungen resultieren, die unvermeidlichen Fehlerquellen beim Gang der Berechnung einen viel größeren prozentualen Einfluß haben, als man anzunehmen gewohnt ist. Man wird daher zu der Überzeugung kommen müssen, daß die bisher geübte Praxis, um die Hebelsarmkurve abzuleiten, weit davon entfernt ist, zuverlässige Resultate zu erzielen, und daß die Fehler, die man dabei begeht, viel größer sind, als man annimmt.

Anhang.

Fig. 13 zeigt in der üblichen Darstellung ein Schiff mit den verschiedenen geneigten Wasserlinien, den dazu gehörenden Verdrängungsschwerpunkten, den durch diese gehenden Richtungslinien der Auftriebsresultanten und den vom Schwerpunkt aus senkrecht zu den letzteren gezogenen Hebelsarmen. Diese Darstellung ist bekanntlich ein Relativbild, da nicht der Wasserspiegel sich bei feststehendem Schiffskörper bewegt, sondern umgekehrt der Schiffskörper bei festliegendem Wasserspiegel die Bewegung ausführt. Den tatsächlichen Vorgang der seitlichen Neigung wird man also so darstellen können, wie es in Fig. 14 geschehen ist; bei dieser Zeichnung ist die Annahme gemacht, daß der System-schwerpunkt bei der seitlichen Neigung keine horizontalen Bewegungen ausführt, eine Annahme, die allerdings in der Regel nicht zutreffen wird, die aber, wie man ohne weiteres einsehen wird, auf die Stabilitätsverhältnisse keinen Einfluß hat.

Während nun das Schiff nach und nach die in Fig. 14 gezeichneten Lagen einnimmt, wandert der Verdrängungsschwerpunkt durch die in der Figur gezeichneten Lagen, die Auftriebsresultante bleibt immer parallel zur Mittellinie der aufrechten Lage, während ihre Entfernung von der letzteren den herrschenden Hebelsarm darstellt; zugleich aber wandert der System-schwerpunkt der gemachten Annahme zufolge auf der Mittellinie der aufrechten Lage auf und nieder, wie es durch deren Schnittpunkte mit den geneigten Mittellinien dargestellt wird.

Trägt man nun, wie es in Fig. 16 durch die voll ausgezogenen Linien im vergrößerten Maßstabe dargestellt ist, die vertikalen Verschiebungen sowohl des

Systemschwerpunktes wie des Verdrängungsschwerpunktes in ein Diagramm zusammen, so kann man aus dieser Figur die Relativverschiebungen, welche diese beiden Punkte gegenüber einander vornehmen, abmessen; dieselben sind in Fig. 17 als fortlaufende Kurve dargestellt, wobei die Vergrößerung ihrer Entfernung als positiv, die Verkleinerung als negativ aufgefaßt ist. Zugleich ist in Fig. 15 die der Fig. 14 bzw. Fig. 13 entsprechende Hebelsarmkurve dargestellt.

Vom mechanischen Standpunkte betrachtet, geben die Kurven der Fig. 16 in den Verschiebungen ihrer Entfernungen vom Wasserspiegel diejenigen Wege

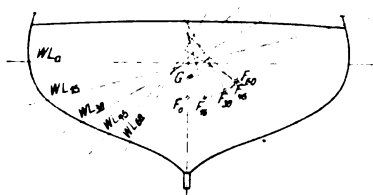
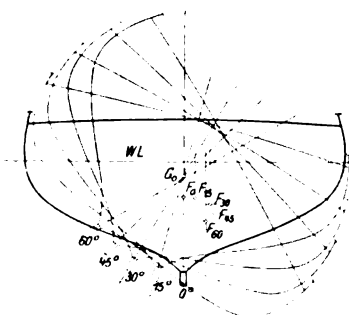


Fig. 13.



Maßstab 1:125.

Fig. 14.

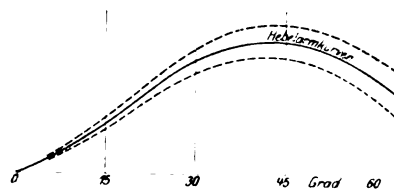


Fig. 15.

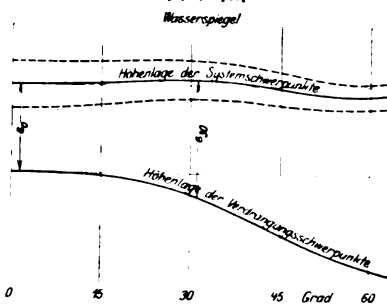


Fig. 16.

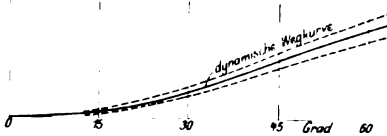


Fig. 17.

Ordinaten 4:125

Abszissen $0,8 \text{ mm} = \frac{\pi}{180}$

an, um welche die beiden wirksamen Kräfte, Gewicht und Auftrieb, bei der seitlichen Neigung des Schiffes zu überwinden sind oder selbst Arbeit verrichten, wobei die Hebung des Systemsehwerpunktes und die Senkung des Verdrängungsschwerpunktes die Überwindung der betreffenden Kräfte, der entgegengesetzte Vorgang die Verrichtung von Arbeit durch dieselben bedeutet.

Man muß sich dabei klar darüber sein, daß die seitliche Neigung eines schwimmenden Körpers nicht etwa nur als Folge des Wirkens oder Überwindens eines Kräftepaares aufgefaßt werden darf, wie es

allerdings m. W. allgemein geschieht, sondern daß die beiden Kräfte in mehr oder weniger voneinander unabhängiger Weise dabei zur Geltung kommen. Denkt man sich nämlich den Körper, speziell das Schiff, lediglich unter der Wirkung oder durch die Überwindung des Kräftepaares aus der Neigung φ um einen unendlich kleinen Winkel $\delta\varphi$ gedreht, wobei beide Schwerpunkte die gleiche Wegstrecke zurücklegen müssen, so wird diese Drehung infolge der Unregelmäßigkeit des Schiffskörpers in der Regel zugleich zu einer unendlich kleinen Vergrößerung oder Verkleinerung der Verdrängung führen, deren Ausgleich durch eine sekundäre lotrechte Hebung oder Senkung des Schiffskörpers erfolgen muß, an welcher beide Schwerpunkte gleichmäßig teilnehmen müssen.

Befindet sich das Schiff bei Ausführung der in Rede stehenden elementaren Neigung in einem Zustand, bei welchem positive Stabilität herrscht, so wird durch die der Überwindung des Kräftepaares entsprechende Drehung der Systemschwerpunkt gehoben und der Verdrängungsschwerpunkt gesenkt. Führt nun die reine Drehung zu einer Verkleinerung der Verdrängung, so muß die sekundäre Bewegung in einer Senkung des Schiffes bestehen; dadurch wird die Wegstrecke, um die der Systemschwerpunkt bei der Drehung gehoben wird, vermindert; diejenige dagegen, um die der Verdrängungsschwerpunkt bei der Drehung gesenkt wird, wird um den gleichen Betrag vergrößert. Bezeichnet a den herrschenden Hebelsarm, so bedeutet die reine Drehung um den Winkel $\delta\varphi$ für jeden der beiden Schwerpunkte eine Bewegung von $\frac{a}{2}\delta\varphi$; infolge der eintretenden sekundären Bewegung, die mit $\delta\zeta$ bezeichnet werden möge, ändert sich die Bewegung für den einen Schwerpunkt auf $\frac{a}{2}\delta\varphi + \delta\zeta$, für den andern auf $\frac{a}{2}\delta\varphi - \delta\zeta$; die Summe der beiden Bewegungen ist nach wie vor $a\delta\varphi$; sie ist also dieselbe, wie bei der reinen Drehung; diese Summe verteilt sich aber ungleichmäßig auf die beiden Kräfte. Nun kann auch $\delta\zeta > \frac{a}{2}\delta\varphi$ ausfallen; so kommt es, daß häufig, wie es auch in Fig. 16 der Fall ist, beide Schwerpunkte sich bei der Neigung in derselben Richtung bewegen, daß also die eine Kraft überwunden werden muß, während die andere Arbeit leistet. Die Gesamtarbeit, die geleistet oder angesammelt wird, muß aber immer die gleiche sein, wie wenn die seitliche Neigung durch die Zusammenwirkung der beiden Kräfte als Kräftepaar erfolgt wäre.

Beträgt nun in Fig. 16 die Entfernung der beiden Schwerpunkte in der auf-

rechten Lage e_0 , beim Neigungswinkel φ_1 aber e_1 , so stellt die Differenz

$$e_1 - e_0 = e, {}^1)$$

die Wegstrecke dar, um welche eine Kraft P gleich dem Gewicht oder der Verdrängung des Schiffes überwunden werden mußte, um die Neigung bis zum Winkel φ_1 zu erzielen.

Da man die Arbeit $P \cdot e_1$ mit dem Ausdruck „dynamische Stabilität“ bezeichnet kommt dem Wert e_1 logischerweise die Bezeichnung „dynamische Wegstrecke“ zu.

Da aus den vorangegangenen Erörterungen folgt, daß die Veränderung der vertikalen Entfernung der beiden Schwerpunkte von einander eine Funktion der horizontalen Entfernung derselben von einander ist, nämlich daß

$$\delta e = a \delta \varphi,$$

so ergibt sich ohne weiteres, daß

$$e_1 = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\varphi_1} a \cdot \delta \varphi$$

ist, und da das rechtsseitige Integral dem Flächeninhalt entspricht, welchen die Hebelsarmkurve, Fig. 15, mit der Abzissenachse und der Ordinate für φ_1 einschließt, so folgt, daß die Integration dieser Fläche den Wert der dynamischen Wegstrecke für den Winkel φ_1 ergibt. Anderseits folgt aus $a = \frac{d e}{d \varphi}$, daß die Tangente des Winkels, den die Richtung einer Tangente an die dynamische Wegkurve mit der Abzissenachse bildet, den Wert des Hebelsarms für denjenigen Winkel φ_1 ergibt, welchem der Berührungspunkt entspricht.

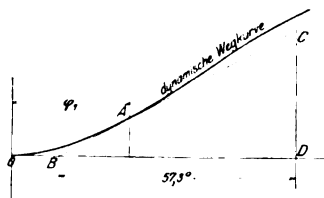


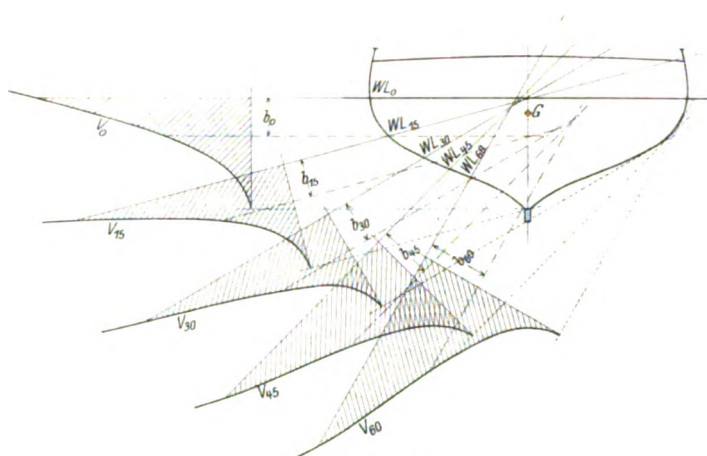
Fig. 18.

Zieht man also an die dynamische Wegkurve, Fig. 18, in dem Punkt A, der dem Neigungswinkel φ_1 entspricht, die Tangente BC , setzt von dem Schnittpunkt B derselben mit der Abzissenachse auf der letzteren diejenige Strecke ab, die der

¹⁾ Hierbei sind die Entfernungen e_1 und e_0 positiv zu nehmen, solange der Verdrängungsschwerpunkt unterhalb des Systemschwerpunktes liegt; liegt er bei irgendeinem Winkel oberhalb des letzteren, so sind die Entfernungen als negativ zu betrachten.

Zahl 1, also dem Winkel von $57,3^\circ$ entspricht, und errichtet hier die Ordinate DC , welche die Tangente in C schneidet, so bedeutet die Länge CD die Größe des für φ_1 herrschenden Hebelsarms. Ist also die dynamische Wegkurve bekannt, so kann man aus dieser durch eine einfache geometrische Konstruktion die Werte der Hebelsarmkurve erhalten.

Ändert sich bei gegebener Verdrängung die Höhenlage des Systemschwerpunkts eines Schiffes, so hat dies in Fig. 16 nur auf die obere der beiden Kurven Einfluß; beträgt die Änderung $\pm h$, so ändert sich bei der Neigung um φ die Entfernung des Systemschwerpunkts von dem Wasserspiegel um $\pm h \cdot \cos \varphi$. Um den gleichen Betrag muß sich die Entfernung e der beiden Schwerpunkte von-



Ordinaten 1 : 125.

Fig. 19.

einander ändern. In der aufrechten Lage wird diese Entfernung daher von e_0 auf $e_0 \pm h$, bei der Neigung um den Winkel φ_1 wird sie von e_1 auf $e_1 \pm h \cdot \cos \varphi_1$ geändert. Demnach ändert sich die dynamische Wegstrecke bei φ_1 um $-(1 - \cos \varphi_1)h$.

In Fig. 16 und 17 sind die Änderungen, die durch Höherlegung bzw. Tieferlegung des Systemschwerpunkts um 0,1 m hervorgerufen werden, durch punktierte Linien angedeutet; zugleich zeigt Fig. 15 die entsprechende Änderung der Hebelsarmkurve, welche bekanntlich durch $h \cdot \sin \varphi_1$ gegeben wird.

Die direkte Ermittlung der dynamischen Wegkurve führt zu der folgenden Berechnungsmethode, welche im Prinzip mit der Middendorfschen Methode übereinstimmt. Berechnet man, wie in Fig. 19 gezeigt, für eine Reihe von Neigungswinkeln die Verdrängungskurven V , so erhält man aus diesen die Höhenlage der verschiedenen geneigten Wasserlinien für die gegebene Ver-

drängung. Planimetriert man die schraffiert gezeichneten Flächeninhalte der Verdrängungskurven bis zu der der betreffenden Verdrängung entsprechenden Ordinate und dividiert diese durch die betreffende Verdrängung, so erhält man bekanntlich für jeden Neigungswinkel die Entfernung des Verdrängungsschwerpunkts vom Wasserspiegel; dieselben sind in Fig. 19 mit b bezeichnet. Zieht man in diesen Entfernungen Parallelen zu den betreffenden Wasserlinien, so kann man die Entfernungen des Systemschwerpunktes G von diesen, also das mit e bezeichnete Maß, direkt aus der Zeichnung abmessen. Aus $e_1 - e_0$ erhält man dann sofort die dynamischen Wegstrecken. Will man die Hebelsarmkurve ermitteln, so ergeben sich deren Werte ohne weiteres aus der oben erörterten Tangentenkonstruktion.

Die Diskussion dieses Vortrages wird auf Wunsch der Versammlung mit der des folgenden Vortrages verbunden.

XVII. Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen.

Vorgetragen von Dr.-Ing. Carl Comments-Hamburg.

Mannigfache Erörterungen in der Presse und in den beteiligten Kreisen zeigen, daß in der letzten Zeit das Interesse an der Stabilität der Seeschiffe im Wachsen begriffen ist und daß die mit dieser Frage verknüpften Schwierigkeiten keineswegs als gelöst betrachtet werden dürfen. Daß man der für die Sicherheit der Schifffahrt so wichtigen Angelegenheit in früheren Jahren verhältnismäßig gleichgültiger gegenübergestanden hat, liegt zum Teil darin begründet, daß erst Untersuchungen über Verluste im letzten Jahrzehnt einen gewissen Anhalt für die Vermutung geliefert haben, daß eine große Anzahl derselben auf mangelnde Stabilität zurückzuführen ist. In einigen dieser Fälle wurde die unzureichende Stabilität bewiesen, und daraus ergaben sich Entschädigungsablehnungen seitens der Assekuranzgesellschaften, welche teilweise anerkannt wurden. Andere Schiffe haben sich im praktischen Gebrauch als nicht genügend stabil erwiesen und fahren fortwährend oder häufig Ballast; dadurch geht ein Teil ihrer Verdienstkraft verloren und zwar gerade derjenige, welcher den Gewinn bringen soll. Ein erhöhtes aktuelles Interesse gewinnt die Stabilitätsfrage noch dadurch, daß technische Fortschritte der letzten Zeit eine Höherlegung der Gewichtsschwerpunkte bewirkten, z. B. die Anordnung der stärksten Verbände im höchsten Deck, die Einführung von leichten Maschinenanlagen und Wasserrohrkesseln und die Vermehrung der Boote. Außerdem steigert sich die Geschwindigkeit der großen Passagierdampfer immer mehr und damit das Verhältnis von Länge zur Breite.

Die Gefahren, welche einem Seeschiff in Hinsicht auf seine Stabilität drohen, sind verschiedener Art. Zu unterscheiden sind äußere, vor allem Seegang und Wind, und innere, welche in den Schiffstypen sowie Art und Stauung ihrer Ladung, freien Oberflächen und Eindringen von Wasser begründet sind.

Der heute weitaus vorwiegenden Dampfschifffahrt tritt als Stabilitätsgefahr zunächst der Seegang entgegen. Die Einwirkungen des Seeganges rufen bekanntlich nur dann gefahrdrohendes Rollen der Schiffe hervor, wenn zwischen der

Eigenschwingungsperiode des Schiffes und der Wellenperiode Übereinstimmung herrscht; die Untersuchungen können also im wesentlichen auf diesen Fall beschränkt bleiben. Eine gefährliche Übereinstimmung beider Schwingungsdauern kann nur eintreten, wenn das Schiff für kleine und große Winkel isochron schwingt. Wenn ein freies System pendelartig isochron schwingt, müssen die Beschleunigungen und mithin die Kräfte den Ausschlagswinkeln proportional sein, da auch die Geschwindigkeiten es sind. Es müssen also für schlingende Schiffe die Kurven der Hebelsarme der statischen Stabilität in einer Geraden verlaufen, wenn man den Wasserwiderstand unberücksichtigt läßt. Zur Überwindung des Wasser-

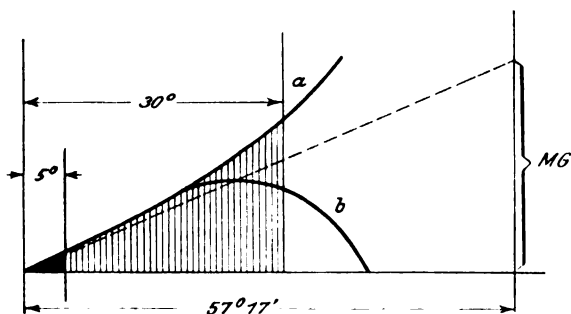


Fig. 1.

widerstandes sind Zusatzkräfte erforderlich, welche schneller als die Winkel wachsen, es ergibt sich hieraus nach Fig. 1a der Verlauf der Hebelsarme, welcher für isochrone Schwingungen günstig ist; konvexe Kurven ergeben für große und kleine Winkel verschiedene Schwingungszeiten und die Übereinstimmung mit der theoretisch gleichmäßigen Wellenperiode hört bei größeren Winkeln auf. Über die praktische Bedeutung dieser Beziehungen habe ich leider nichts feststellen können, da die veröffentlichten Schlingerkurven sich nur bis 12—15° nach jeder Seite erstrecken, Berichte über tatsächliche Schwingungen dagegen bis 25° und weiter reichten.

Tritt infolge gleichmäßigen Seeganges und dazu passender Eigenschwingungsdauer des Schiffes Übereinstimmung ein, so ist zu untersuchen, wie sich der Verlauf der auf das Schiff wirkenden kenternden und stützenden Momente gestaltet. Fig. 2 zeigt die Ausschläge eines Schiffes für den Fall der Resonanz. Gleich im

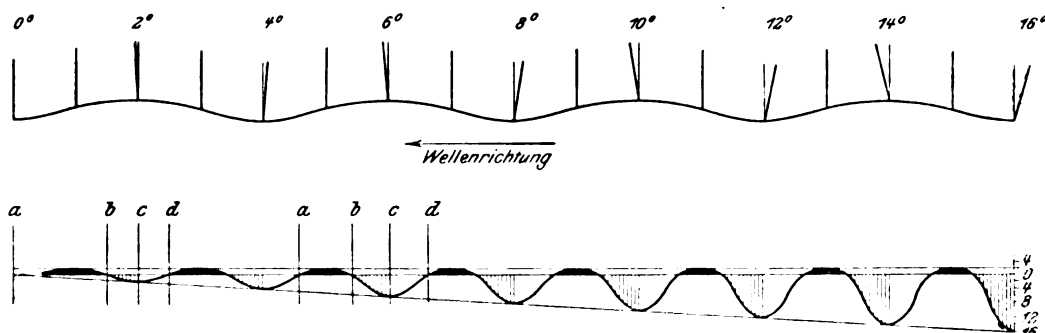


Fig. 2.

Anfange der Einwirkung bleibt das Schiff hinter der Welle zurück, bis eine Phasenverschiebung von etwa 90° zwischen Schiffs- und Wellenschwingung erreicht ist. Im weiteren Verlauf bleibt diese Phasenverschiebung. Im unteren Teil der Abbildung ist der Verlauf der Winkel zwischen Schiff und Wasseroberfläche skizziert. Falls die zum Schiff gehörige Hebelsarmkurve im untersuchten Bereich gerade verläuft, sind die Kräfte den Winkeln proportional. Aus der Skizze ist ersichtlich, daß die Größe der kenternden Kräfte (schwarz) stets durch die Wellenschräge bestimmt ist, welche in ihrer wirksamen Größe auch in extremen Fällen kaum über $5-7^\circ$ geht. Den kenternden Kräften (a—b) stellt sich eine stützende (b—c) entgegen. Die beim Stützen von den Wellen geleistete Arbeit wird während des Aufrichtens (c—d) wieder in Form lebendiger Kraft an das Schiff abgegeben. Die dargestellten Kräfteflächen sind aber keineswegs mit den entsprechenden Arbeiten proportional, da die Arbeitsgrößen von Hebelsarmen und Winkelwegen bestimmt werden, die Darstellung aber der Zeit proportional ist. Die von den kenternden Kräften bei jeder Schwingung geleistete Arbeit wächst, vom Anfang des Rollens an gerechnet, proportional mit der Anzahl der Schwingungen, ähnlich wie bei einem fallenden Stein die ihm von der Schwerkraft in jeder Sekunde erteilte lebendige Kraft proportional der Zeit vom Beginn des Falles an wächst. Theoretisch, ohne Berücksichtigung von Wasserwiderstand und Wasserbewegung, müßten stützende und aufrichtende Arbeiten gleich sein, und jede gleich der Summe der durch die vorhergehenden kenternden Kräfte geleisteten Arbeit. Praktisch wird die zusätzliche Arbeit früher oder später bei jeder Schwingung vom Wasserwiderstand aufgezehrt. Zweck dieser Darstellung ist es, zu zeigen, daß die Größe der kenternden Arbeiten nur durch die Größe der Hebelsarme bestimmt wird, welche innerhalb der ersten $5-7^\circ$ Neigung auftreten, die Größe der stützenden und aufrichtenden Arbeiten dagegen durch den Verlauf der statischen Stabilitätskurve bis 30° und mehr bedingt wird. Hieraus ergibt sich, daß gegen die Gefahren im Seegange nicht so sehr der gesamte Umfang an Stabilität in Frage kommt, wie das gegenseitige Verhältnis von kenternden und aufrichtenden Arbeiten. Ein Schiff, welches bis etwa 6° einen dynamischen Schwerpunktsweg von 5 mm hat, bei 30° dagegen einen solchen von 50 mm, ist bei weitem nicht so sehr der Gefahr ausgesetzt, auf diesen Winkel geworfen zu werden, wie ein Schiff, welches bei 6° 10 mm und bei 30° 70 mm dynamischen Schwerpunktsweg hat. Die Erfahrungen der Praxis stimmen hiermit überein. Schiffe hoher Anfangsstabilität werden auch schon bei nicht sehr ausgeprägter Resonanz auf große Winkel geworfen. Da ihr Resonanzgebiet in kurzen Wellen liegt, welche nie sehr regelmäßig laufen, kommt ausgeprägte Resonanz

gegen gefahrdrohende Ausschläge ist auch in diesem Falle durch das Verhältnis des Wellenimpulses zu den stützenden und aufrichtenden Arbeitsgrößen bedingt. Die der metazentrischen Höhe entsprechende Strecke ist, soweit es sich um die Schwingungen handelt, durch MG' in Fig. 3 dargestellt. Bei geringer Schlagseite sind die auftretenden Kräfte belanglos, bei größerer wird die Frage kritisch, denn mit dem Wachsen vom MG' (3b) stellt sich die Gefahr der Resonanz ein, die jetzt bei weitem größer ist, als bei positiver metazentrischer Höhe, da der Gesamtumfang dynamischer Stabilität weit geringer ist.

Außer dem Seegang spielt der Wind bei den Stabilitätsfragen eine große Rolle. Seiner Bedeutung für das Segeln wird beim Entwurf von Segelschiffen und bei der Stauung der Ladung weitgehend Rechnung getragen. Die Segelschiffskapitäne haben reiche Erfahrung und die Dimensionsverhältnisse sind bei Segelschiffen gleichartiger als bei Dampfern, welche bei gleicher Länge manchmal 10, manchmal

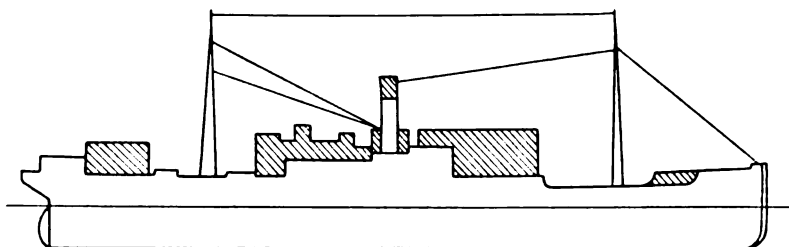


Fig. 4.

20 Knoten fahren und dementsprechend verschiedene Breiten haben. Die Stabilität muß bei Seglern ziemlich groß sein, das Problem ist hauptsächlich statischer Art und die Sicherheit durch genügend große Hebelsarme bei Sturmneigungen bedingt. Bis zu einem gewissen Grade kommt daneben der dynamische Einfluß plötzlich einfallender Böen und des Seeganges in Frage.

Die Einwirkung des Windes spielt aber auch bei Dampfschiffen eine nicht zu unterschätzende Rolle. Um ihn zu untersuchen, habe ich nach den Grundsätzen, welche Schoeneich¹⁾ aufgestellt hat, für zwei Schiffe von 120 m Länge, 7 m Tiefgang und 10 000 t Displacement nach Fig. 4 die Neigungswinkel berechnet, welche dieselben bei starkem Seitenwind und verschiedenen metazentrischen Höhen einnehmen. Es handelt sich um ein Passagierschiff mit hohen Aufbauten und um einen entsprechenden Frachtdampfer geringerer Seitenfläche. Es ist für die Berechnung angenommen, daß das stützende Moment $= P \cdot MG \cdot \sin \varphi$ ist, was indes, besonders bei kleinem MG , nicht genau ist.

¹⁾ Schoeneich: Der Windwiderstand von Schiffen. Schiffbau, XIII. Jahrg., S. 121.

Tabelle 1.
Neigungen durch Seitenwind.

MG	Windstärke 8 ca. 20 m/sek.		Windstärke 10 ca. 30 m/sek.		Windstärke 12 ca. 40 m/sek.	
	PD.	FD.	PD.	FD.	PD.	FD.
1,25 m	1,0°	0,5°	2,3°	1,1°	4,3°	1,9°
1,00 m	1,3	0,6	3,0	1,4	5,4	2,4
0,75 m	1,6	0,8	4,0	1,7	7,2	3,3
0,50 m	2,5	1,2	5,9	2,7	10,6	4,8
0,25 m	5,1	2,4	11,8	5,4	22,0	9,7
0,15 m	8,5	3,9	20,0	8,8	38,5	16,3

Auch die Verringerung der Kräfte und ihrer Hebelsarme bei schräg liegendem Schiff ist unberücksichtigt geblieben. Die Seitenfläche des Passagierdampfers ist reichlich 1,5 mal so groß wie die des Frachtdampfers, die kenternden Momente und mithin die Neigungswinkel ungefähr 2,1 mal so groß; hierin zeigt sich die Wirkung der größeren Windgeschwindigkeit in größeren Höhen und der größeren Hebelsarme. Aus Tabelle 1, welche die Resultate der Untersuchung zeigt, geht hervor, daß durch Seitensturm ganz bedeutende Neigungen hervorgebracht werden können, welche bei Untersuchungen nicht vernachlässigt werden dürfen. Für Schiffe geringer Anfangsstabilität, bei welchen der dynamische Einfluß des Seeganges kein sehr groß ist, wird aus dem dynamischen Problem des nur im Seegange schwingenden Schiffes ein vorwiegend statisches. Plötzlich einfallende Windstöße wirken ebenso wie bei Segelschiffen.

Bei vereinigter Einwirkung von Seegang und Wind legt sich das Schiff infolge des Winddruckes auf die Seite, bis die Kurve der Hebelsarme der statischen Stabilität und die Kurve der Winddruckhebelsarme (Winddruckmomente: Displacements) sich schneiden. Maßgebend für die Schwingungsfähigkeit in dieser Lage ist der Verlauf der Differenzen der Hebelsarme der statischen Stabilität und des Winddruckes in der Nähe der Neigungslage (Fig. 5). Es handelt sich also um ein Problem, welches dem in Fig. 3 dargestellten ähnlich ist. Aus dieser Überlegung geht hervor, daß zu geringe metacentrische Höhen für Dampfer mit großer Windfläche wegen der leicht eintretenden Neigungen Schwingungsverhältnisse herbeiführen können, welche von denen der senkrechten Lage wesentlich abweichen.

Als weitere kenternde äußere Einflüsse kommen diejenigen von Strömungen, Ruderlegen sowie bei Kriegsschiffen das Abfeuern von Geschützen in Betracht. Sie sind nicht sehr groß und die damit verbundenen Gefahren können vermieden werden.

Als innere Gefahren möchte ich solche bezeichnen, welche in den Stabilitätseigenschaften der Schiffe und in der Anordnung und Stauung ihrer Gewichte begründet sind. Zu erwähnen sind ungünstige Formen, hohe Schwerpunkte des Schiffes und der Laderäume, schlecht gestaute Ladung in bezug auf Anordnung, Befestigung und Zurrung, Übergehen von Ladung, Naßwerden und einseitiger Verlust von Decksladung, offene Kohlenporten, Vermessungsöffnungen und andere mehr.

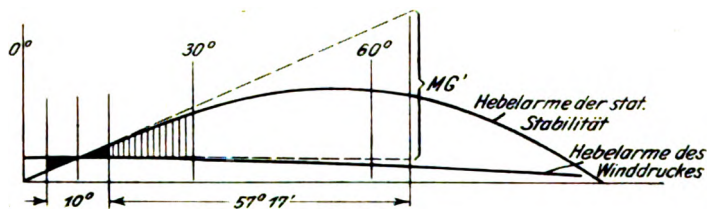


Fig. 5.

Die meisten Gefahren, welche den Schiffen durch Wellen und Wind sowie durch ihre inneren Stabilitätseigenschaften drohen, sind im Grunde genommen hauptsächlich primärer Art. Daß ein Schiff infolge von Wellengang so sehr schlingert, daß es die Kentergrenze erreicht, wird noch seltener eintreten als der ungewöhnliche Fall, daß Winddruck allein es zum Kentern bringt. Wirklich kritisch wird die Sache erst, wenn diese primären Einflüsse Einwirkungen sekundärer Art hervorrufen, wenn die Ladung übergeht oder sich einseitig setzt, wenn Wasser durch Kohlenluken oder Vermessungsöffnungen eindringt oder wenn Decksladung naß wird, oder einseitig verloren geht. Diese sekundären Gefahren können natürlich auch unabhängig von den primären eintreten, sei es durch Eindringen von Wasser nach dem Einschlagen von Luken oder infolge von Kollision. Um ihren gefährlichen Einfluß unwirksam zu machen, ist es nötig, auch bei großen Neigungen ein gewisses Maß von Stabilität zu fordern, sei es statischer oder dynamischer Art. Zusammenfassend läßt sich über die durch die Stabilitätsverhältnisse bedingten Gefahren sagen, daß sie von der Stabilität kleiner Neigungen beeinflusst werden, daß die Stabilität innerhalb normaler großer Ausschlagswinkel eine Rolle spielt und daß die Stabilität größter Neigungen Sicherheit gegen gefahrdrohende Lagen gewährt. Je nach dem Überwiegen statischer oder dynamischer Einflüsse kommen als entgegenwirkend die statischen oder dynamischen Stabilitätseigenschaften in Betracht. Um ohne Kurven ein vollständiges Bild über dieselben bieten zu können, sind also Angaben

über statische Hebelsarme und dynamische Schwerpunktswege bei 5° , 30° und 60° nötig. Es wäre wertvoll, für diese sechs Werte gewisse kritische Größen zur Verfügung zu haben, welche einen Anhalt für ein Urteil über minimale Stabilität bieten; einzig maßgebend als scharfe Grenzen können sie aber auch dann nicht gelten, es muß außerdem noch auf die Umstände des einzelnen Falles Rücksicht genommen werden.

Um die Gefahren, welche einem Schiffe drohen, überblicken und vermeiden zu können, hat man versucht, den Kapitänen Übersichten über die Eigenschaften ihrer Schiffe zu geben, welche auf theoretischen Berechnungen basieren. Solche Übersichten betrafen meines Wissens bisher die metazentrischen Höhen und den Verlauf der statischen Stabilität. Der für die Schwingungsfrage äußerst wichtige Umfang dynamischer Stabilität ist bisher nicht gebraucht worden, und es ist mit Freuden zu begrüßen, daß Herr Benjamin auf seine Bedeutung eingehend hingewiesen hat. Nun kranken aber leider die theoretischen Rechnungen daran, daß wir nicht wissen, wie weit sie bezüglich der Schwerpunkts Höhe mit der Praxis übereinstimmen. Wir können den Zustand eines Kohlenschiffes mit gefüllten Räumen und homogener Ladung annähernd genau berechnen, wir können die schwierigen Stabilitätsrechnungen für Ölschiffe einwandfrei durchführen und wissen, daß sie stimmen. Ob aber unsere Annahmen homogener oder nichthomogener Ladung für Schiffe mit gemischter Ladung oder nicht vollen Räumen stimmen oder nicht, wissen wir meistens nicht, denn um Krängungsversuche vor Abfahrt der Schiffe durchzuführen, fehlt die Zeit. Wir wissen also selten, in welchem Zustande die Schiffe über See gehen, und wir wissen wenig darüber, wie die dazu berufenen nautischen Kreise die jeweiligen Stabilitätseigenschaften beurteilen.

Um einen Einblick in diese Fragen zu erhalten, ist es nötig, die Eigenschaften der Schiffe festzustellen. Da sie in ihrem gesamten Umfange für den einzelnen Fall in engstem Zusammenhang mit der metazentrischen Höhe stehen und durch sie auf Grund vollständiger Rechnungen eindeutig bestimmt werden können, genügt ihre Festlegung. Man hat vorgeschlagen, aus der Schwingungsdauer Schlüsse auf die metazentrische Höhe zu ziehen. Nach der Formel für die Schwingungszeit

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{\text{Trägheitsmoment} \cdot \sin \varphi}{\text{Stabilitätsmoment}}}$$

ist aber das Trägheitsmoment des Schiffes und der Ladung sowie der Verlauf der Stabilitätsmomente bis zum maximalen Winkel zwischen Wasseroberfläche und Schiff von bedeutendem Einfluß auf die Schwingungsdauer und daher zur Bestim-

mung von metazentrischen Höhen oder sonstigen Stabilitätseigenschaften nicht geeignet. Diese Überlegungen veranlaßten mich dazu, Krängungsversuche auf hoher See durchzuführen, und ich glaube, Ihnen den Beweis erbringen zu können, daß die damit verbundenen Schwierigkeiten keineswegs unüberwindlich sind.

Im Seegange schlingert das Schiff um eine ganz oder annähernd senkrechte Lage, welche seiner Ruhelage entspricht. Krängt man das Schiff durch Verschieben von Gewichten, so pendelt es um eine neue Mittellage, welche je nach der Größe des Krängungsmomentes mehr oder weniger von der ursprünglichen Mittellage abweicht. Die zu lösende Aufgabe war nun die einwandfreie Feststellung der Mittellagen, um welche das Schiff schwingt. Bis zu einem gewissen Grade ist hierzu das Schlingerkreiselpendel, welches man zur Kontrolle der Schlingertanks verwendet, geeignet. Da es aber große Winkel in kleinen Diagrammen aufzeichnet und dieselben eine eingehende Auswertung benötigen würden, außerdem der Preis hoch ist, ist es zur Messung kleiner Winkeldifferenzen, wie sie bei Krängungsver-

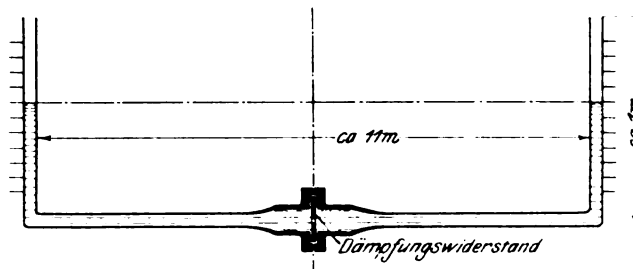


Fig. 6.

suchen üblich sind, nicht angebracht. Bei Versuchen, welche im Oktober und November vergangenen Jahres an Bord des Dampfers „John Sauber“ vorgenommen wurden, kam der in Fig. 6 skizzierte Apparat in Anwendung. Ein U-förmiges Rohr ist querschiffs am Schanzkleid des Brückendecks befestigt; seine senkrechten Schenkel, welche etwa 11 m auseinander liegen, bestehen aus Glas und sind mit einer Ableseteilung versehen. Das Rohr ist in der Mitte mit zwei Flanschen zusammengesetzt. Zwischen diesen befinden sich zwei Gummiplatten mit einem etwa 3 mm großen Loch und zwischen den Gummiplatten fünf Lagen Leinen. Das Rohr ist mit gefärbtem Wasser gefüllt. Neigt sich nun das Schiff auf eine Seite, so sucht das Wasser nach dieser zu fließen, sobald es aber einige Zentimeter zurückgelegt hat, legt sich das Schiff auf die andere Seite und das Wasser ändert seine Strömungsrichtung. Die Wassersäule, deren Eigenschwingungsdauer im Vergleich zu der des Schiffes sehr klein ist, läuft also in erzwungenen Schwingungen mit einer

gewissen Phasenverschiebung hinter den Schiffsschwingungen her. Der Widerstand zwischen den Flanschen wurde so reguliert, daß die Bewegungen der Wassersäule soweit gedämpft waren, daß die höchsten und niedrigsten Wasserstände nur wenig differierten und gut ablesbar waren. Eine gewisse Beweglichkeit ist natürlich trotzdem nötig, um das sichere Arbeiten des Instrumentes zu kontrollieren. Das Wasser schwingt ständig um eine Mittellage, welche mit der senkrechten Mittellage des Schiffes einen rechten Winkel bildet. Neigt man das Schiff durch Krängen über, so schwingt es um eine etwas gegen die Senkrechte geneigte Mittellage, das Wasser schwingt dagegen nach wie vor gegen die Horizontale, die Krängungsneigung läßt sich also messen.

Eigentliche Krängungsversuche, also Messungen verschiedener Mittellagen, welche einen Winkel einschließen, konnten auf dem „John Sauber“ nicht vorgenommen werden. Dagegen wurden 14 Versuche über Feststellung von ganz oder nahezu senkrechten Mittellagen durchgeführt. Der einzelne Versuch beruhte auf Messung der Ausschläge von zehn aufeinanderfolgenden Doppelschwingungen des Schiffes und der Wassersäule. Dann wurde die Mittellage ausgerechnet und unabhängig hiervon die Mittellage für die erste und die zweite Hälfte des Versuchs, also für je fünf Doppelschwingungen, festgestellt. Die Abweichungen der teilweisen Mittellage von der gesamten Mittellage lassen eine Bewertung der Genauigkeit zu. Das Protokoll eines Versuchs hatte folgende Form:

Versuch Nr. 4. Reise mit 3100 t Steinkohlen von Methil nach Hamburg. Windrichtung: SW. Windstärke 4. Wellenrichtung SW. Kurs OSO. Rollperiode: $5\frac{1}{2}$ Sekunden. Datum: 30. Oktober 1912. Zeit 6^h p. m.

Ablesungen des Ausschlages der Wassersäule:

Backbord		Steuerbord		
hoch	niedrig	hoch	niedrig	
cm	cm	cm	cm	
a	64	54	82	70
	65	54	81	72
	63	52	79	67
	63	51	84	63
	65	53	83	61
b	61	55	83	59
	63	51	86	61
	65	52	81	73
	64	53	84	68
	64	55	82	69

Auswertung:

Mittel	<u>63,7</u>	<u>53,0</u>	<u>82,5</u>	<u>65,8</u>
	58,35		74,15	
Mittel von a . . .	<u>64,0</u>	<u>52,8</u>	<u>81,8</u>	<u>66,6</u>
	58,40		74,20	
Mittel von b . . .	<u>63,4</u>	<u>53,2</u>	<u>83,2</u>	<u>65,0</u>
	58,30		74,10	

Mittel der Abweichung: 0,05 cm.

Entfernung der Ablesungen: 11 m.

Mittlerer Winkelfehler: 19".

Dieses Protokoll bezieht sich auf den günstigsten Versuch. Das Resultat des ungünstigsten wies einen mittleren Fehler von 16' auf. Der mittlere Fehler der 14 Versuche betrug $4\frac{1}{2}'$, also etwa 3 % eines normalen Krängungsversuches von $21\frac{1}{2}^{\circ}$. Die Versuche wurden bei verschiedensten Ladezuständen, Kursen, Wind- und Wellenrichtungen durchgeführt, ohne daß die Fahrt des

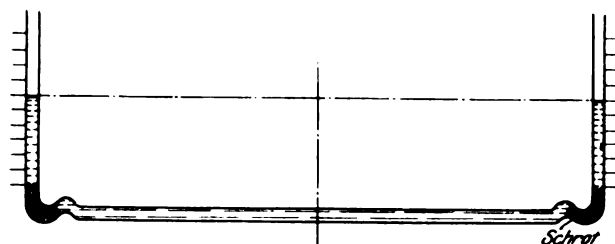


Fig. 7.

Schiffes unterbrochen oder der Kurs geändert wurde. Zwischen den einzelnen Versuchen lagen 6 bis 12 Stunden, in welcher Zeit sich die Mittellage um 20—25' verschob, eine Folge von Verbrennen von Bunkerkohlen oder anderen Gewichtsverschiebungen an Bord. Die Versuche haben gezeigt, daß die Feststellung der Mittellage möglich ist und daß Beobachtungen über etwa zehn Doppelschwingungen hinreichen, um sie genügend genau durchzuführen. Kontrollversuche, welche bei eigentlichen Krängungsversuchen nach der entgegengesetzten Seite durchgeführt werden, vermindern die Ungenauigkeit auf die Hälfte. Da man die Versuche natürlich nicht gerade bei Sturmweather ausführen würde, genügt diese Genauigkeit allen gerechten Ansprüchen, denn selbst Fehler von 5—6 % spielen keine wesentliche Rolle, da die Ungenauigkeit der metrazentrischen Höhen durch verschiedenartige Stauung sich in viel weiteren Grenzen bewegt.

Der recht primitive Apparat wies noch einige Mängel auf; das Wasser verdunstete schnell, zwischen den Flanschen schien sich eine Luftblase gefangen zu haben, und die Regulierung durch Änderung des Widerstandes war zu umständlich. Auch die Stöße, welche aus der seitlichen Bewegung des wagerechten Teiles der Röhre herrührten, bewirkten stoßweise Bewegungen der Wassersäule.

Eine abgeänderte Ausführung zeigt Fig. 7. Bei ihr ist die Bremsung durch feinen Schrot bewirkt, welcher sich im unteren Teil der senkrechten Röhren befindet. Mit diesem Modell wurden im Januar dieses Jahres mit dem Hamburger Staatsdampfer „Neuwerk“ beim I. Elbfeuerschiff Krängungsversuche gemacht. Das Schiff wurde, um den Apparat unter möglichst ungünstigen Verhältnissen zu probieren, quer zu Wind und See gelegt; als Tonnenleger hat es eine hohe Anfangs stabilität (ewa 720 mm), es ergaben sich deshalb bei Windstärke 6 und kurzer See keine Eigenschwingungen, sondern nur erzwungene Schwingungen, unregelmäßiges Rollen und Stampfen des Schiffes. Aus diesem Grunde war ein Ablesen der

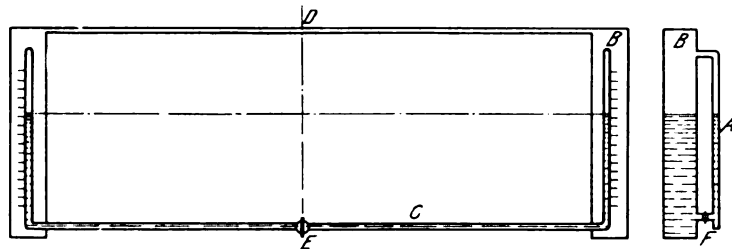


Fig. 8.

höchsten und niedrigsten Wasserstände unzweckmäßig; deshalb wurde so weit mit Schrot abgebremst, daß die Bewegung nur 1—2 cm betrug und die Mittel lage wurde dann direkt geschätzt. Es ergab sich bei 7 mt Krängungsmoment nach B. B. ein Ausschlag von $1^{\circ} 20'$, nach St. B. von $1^{\circ} 17'$. Dann wurde das Schiff auf entgegengesetzten Kurs gelegt, um zu messen, welchen Einfluß die steife Brise auf die Lage des Schiffes hatte. Ein Kontrollversuch an der „Alten Liebe“ in Cuxhaven zeigte einen mittleren Ausschlagwinkel von $1^{\circ} 13'$. Diese gute Übereinstimmung ergab sich trotz der ungünstigen Umstände; betrug doch der Neigungswinkel durch den starken, wenn auch sehr regelmäßigen, seitlichen Wind $45'$ nach jeder Seite, d. h. mehr als die Hälfte des Krängungswinkels.

Auch zu anderen Krängungsversuchen in fast ruhigem Wasser (Hamburger Hafen) ist der Apparat benutzt worden; die gleichzeitig verwendeten Krängungs- lote wurden durch kleine Wind- und Wellenstöße in unruhige Schwingungen ver-

setzt, die die Genauigkeit der Messung beeinträchtigten; die Wassersäule lag sofort wieder ruhig, nachdem die Bewegung des Schiffes aufgehört hatte.

Eine durchgebildete Ausführung, die in Fig. 8 dargestellt ist, fand zu weiteren Versuchen auf Dampfer „Herman Sauber“ Verwendung (D. R.-P. a.). An die senkrechten Meßröhren (A) sind Wasserkästen (B) angeschlossen worden, deren größerer Wasserspiegel sehr langsam fällt, da eine entsprechend große Wassermenge nach der anderen Seite fließen muß, ehe die Bewegung sichtbar wird. In der Mitte des Verbindungsrohres (C) ist ein Hahn (E) mit drei Durchflüssen, einem großen und zwei verschiedenen kleineren. Der große wird geöffnet, wenn eine größere Wassermenge schnell überströmen soll, also zwischen der Feststellung der Mittellagen für das senkrechte und für das gekrängte Schiff. Die kleineren dienen zum Durchfluß und zur Regulierung während der Feststellung der einzelnen Mittellage. Da in diesem Zustande die Bewegung der Wasserspiegel soweit abgedämpft ist, daß sie kaum merklich ist, kann man direkt ablesen, wenn das Wasser sich auf die dem Schiff entsprechende Lage eingestellt hat. Nun ist es aber nötig, prüfen zu können, ob der kleine oder kleinste Durchfluß im Hahn E auch wirklich frei ist; zu dem Zweck kann einer der Wasserkästen durch den Hahn F abgeschaltet werden, und die sofort im Meßrohr eintretende Bewegung zeigt an, daß die Verbindung der beiden Seiten ungestört ist. Ein oberes Verbindungsrohr D gestattet Luftübertritt und schließt den Apparat von der Außenluft ab, so daß kein Wasser verdunsten kann. Diese Ausführungsform hat sich auf dem „Herman Sauber“ bestens bewährt. Es wurden richtige Krängungsversuche, allerdings unter sehr ungünstigen Umständen, im Juni dieses Jahres gemacht. Die einzelnen Versuche ergaben Abweichungen bis 25 % maximal gegeneinander und von 6—8 % gegenüber dem zur Kontrolle vorhandenen Apparat mit einfachem Glasrohr und Schrottdämpfung. Es müssen hierbei aber die ungünstigen Versuchsumstände berücksichtigt werden; die zur Verfügung stehenden 4 t Krängungsgewichte genügten nur zu Krängungen von 10 und 19' (in Ballast und beladen), was als durchaus ungenügend angesehen werden muß. Die tatsächlichen Fehler betrugen also nur 3—4' maximal und etwa 1—1,5' im Mittel bei einer größeren Anzahl Versuche, und diese Genauigkeit ist vollkommen genügend.

Weitere Versuche wurden mit dem Apparat auf dem Dampfer „Johanna Oelsner“ angestrebt, um die metazentrische Höhe eines mit Holz beladenen Ostseefahrers zu messen. Dabei stellte sich, wie oben erwähnt, heraus, daß diese Schiffe keine oder sehr geringe Anfangsstabilität besitzen. Das Schiff führte keine vom Seegang herrührende Schwingungen aus, legte sich aber schon bei kleinen Windstößen soweit über, daß der Apparat nicht ausreichte. Der Einfluß des Windes

ist bei anfänglich ganz oder fast unstabilen Schiffen sehr groß; sie müssen deshalb beim Versuch in die Windrichtung gelegt werden. Wie bei jedem Krängungsversuch wachsen die Schwierigkeiten auf See genau wie im Hafen mit der Stärke des Windes und der Unstabilität der Schiffe; man muß deshalb in solchen Fällen möglichst ruhiges Wetter abwarten.

Einschalten möchte ich hier noch, daß ich den Apparat in dieser Ausführung auch für sehr wertvoll zur Bestimmung des genauen Trimm und der Schlagseite von Schiffen halte, welche genötigt sind, eine Barre zu passieren. Um Steuerlastigkeit nachzuweisen, müßte er längsschiffs aufgestellt werden. Im allgemeinen ist ein Fuß Tiefgang mehr oder weniger beim Passieren einer Barre kaum von Bedeutung, kommt es aber ganz oder beinahe zum Aufsetzen, so können bei hartem Boden schon einige Zoll eine wichtige Rolle spielen. Das gilt sowohl für vermehrten Tiefgang durch falschen Trimm, wie auch durch Schlagseite; bei unsern modernen Dampfern mit unbedeutender Aufkimmung kommt es schon auf 1—2° Schlagseite an. Die genaue Bestimmung der Lage ist kurz vor der Ankunft vor der Barre auch bei Seegang auszuführen. Ferner läßt sich mit einem Apparat, der aus einem Verbindungsrohr mit dem Seewasser und einem mittschiffs angebrachten Meßrohr und Wasserkasten besteht, der genaue Tiefgang in unruhigem Wasser bestimmen.

Ist nun durch die vorbeschriebenen Versuche die Möglichkeit der genauen Feststellung der Mittellage und der Ausführung von Krängungsversuchen bewiesen, so bleibt die Frage einer einfachen in der Praxis ohne viel Vorbereitung durchzuführenden Krängung. Sie ist durch Einrichtung einer kleinen Abteilung im Doppelboden leicht zu bewirken. Eine Krängungsabteilung von 6—7 Doppelbodenzellen mit wasserdichtem Längsschott genügt im allgemeinen, um dem Schiff eine normale Versuchsneigung von $2\frac{1}{2}$ —3° zu geben. Ich möchte vorschlagen, etwa in diesen Grenzen zu bleiben, um den Einfluß anderer geringster Bewegungen von Gewichten, welche während der Ausführung der Versuche doch nicht ganz unterbleiben, klein zu halten. Die Tanks müssen so eingerichtet sein, daß kontrolliert werden kann, ob sie ganz voll oder ganz leer sind. Man könnte statt der Doppelbodenzellen auch an Deck aufgestellte besondere Tanks benutzen oder bei ruhigem Wetter die Boote mit Wasser füllen; letztere Maßnahme wäre indes nur ein Notbehelf, da sie zu sehr vom Wetter abhängig ist. Es ist natürlich darauf zu achten, daß keine Tanks mit freier Oberfläche im Schiff vorhanden sind.

Die Zeit, welche unter diesen Bedingungen zur Ausführung des ganzen Krängungsversuches nötig ist, kann sehr kurz gehalten werden. Es ist nach beiden Seiten zu krängen, teils zur Kontrolle, teils um die Fehlerquellen einer ge-

ringen Schlagseite auszugleichen. Als Ausführungszeit kommen sowohl im Hafen als auf See die Abend- bzw. Morgenstunden in Betracht, wenn es an Bord möglichst ruhig ist. Dem Schiffer ist eine fortwährende Kontrolle der Anfangsstabilität und damit der Schwerpunktlage seines Schiffes möglich; für das einzelne Schiff sind mit ihr die weiteren Stabilitätsverhältnisse eindeutig bestimmt.

Die Ausführungen der Messungen und ihre Bewertung im normalen Beobachtungsbereich kann nautischen Kreisen überlassen werden. Die Messungen an Bord des „John Sauber“, des „Herman Sauber“ und der „Johanna Oelsner“ sind von den Kapitänen durchgeführt worden, und ich möchte den Herren für ihre freundliche Unterstützung auch an dieser Stelle danken. Die Stabilität von Schiffen über 30° hinaus liegt außerhalb des Beobachtungsbereiches; sie ist deshalb nur auf theoretischem Wege zu bestimmen, und mit Rücksicht darauf, daß sie in ihrer tatsächlichen Größe direkt kaum in Betracht kommen wird und als Sicherheit gegen sekundäre Gefahren gelten soll. Ihre Bestimmung liegt einseitig in der Hand der Ingenieure. Was dagegen die Bewertung der Stabilität innerhalb des Beobachtungsbereiches betrifft, so kann man auf Grund zahlreicher Messungen und kritischer Beurteilung derselben durch die Kapitäne zu einem Überblick über die von einem seetüchtigen Schiff zu fordernden Stabilitätseigenschaften kommen. Wir können durch dieses Verfahren die Erfahrungen einer großen Anzahl Schiffsführer zusammenfassen, ordnen und kritisch bewerten. Nur so ist es möglich, die jetzige gefühlsmäßige Bewertung der Stabilität, die jeder Schiffsführer auf Grund seiner persönlichen Erfahrung hat, zu einer kritisch zu bewertenden umzugestalten und der Allgemeinheit zugänglich zu machen. Sind wir soweit, daß wir hierdurch einen klaren Überblick über die gesamte Frage haben, so können wir für jedes Schiff Rechnungen über seine erforderlichen Stabilitätseigenschaften anstellen und dem Kapitän in einer kurzen Zusammenstellung, in welcher verschiedene Tiefgänge und die dabei zulässigen Schwerpunkthöhen verzeichnet sind, einen Anhalt geben, auf Grund dessen er sein Schiff sicher laden kann, denn die Schwerpunkthöhen kann er jederzeit durch Versuch kontrollieren.

Es liegt nahe und ist auch schon angestrebt worden, gesetzliche Vorschriften über Stabilität zu schaffen. Trotzdem ich glaube, daß die Stabilität durch Versuch in einfacher Weise festgestellt werden kann, halte ich gesetzliche Vorschriften und ihre Durchführung für schwierig. Die ganze Materie ist in ihrer Art sehr kompliziert und bis jetzt zu wenig geklärt. Wenn wir durch umfangreiche Versuche soweit sind, daß wir ein Urteil über die erforderliche Stabilität bei verschie-

denen Neigungen abgeben können, dann lassen sich für jedes Schiff die zulässigen Neigungen durch gewisse Krängungsmomente festlegen: ob das in Form gesetzlicher Vorschriften zweckmäßig und angängig ist, mag dahingestellt sein. Es mag aber doch darauf hingewiesen sein, daß es einige mit der Stabilität verknüpfte Fragen gibt, wo die Gesetzgebung segensreich wirken könnte, und wo die Festlegung gewisser Normen durch die beteiligten Kreise uns weiterbringen könnte. Nur an die Vermessungsspeigatten und sonstigen Vermessungsöffnungen, welche die Sicherheit der Schiffe gefährden, sei erinnert. So wünschenswert eine Internationalisierung von Vermessungsangelegenheiten ist, so sollte Deutschland in dieser Frage genügend selbständig sein, um derartige formale Bestimmungen zu beseitigen. Es ist ferner vorgeschlagen worden, an Bord der Schiffe Stabilitätsbücher zu führen, in welchen die Kapitäne ihre Erfahrungen über verschiedene Beladungszustände niederlegen, um sich und ihrem event. Nachfolger einen sicheren Anhalt über die Eigenschaften des Schiffes zu geben. Dieser Vorschlag aus nautischen Kreisen verdient entschiedene Beachtung. Es ist eine kleine Mühe, in ein derartiges Buch Angaben über Art und Stauung der Ladung, von Kohlen und Wasser, über Tiefgang, Wetter, Verhalten im Seegang, Schlingerwinkel und Periode, event. Schlagseite durch Ladung oder Wind einzutragen und gibt dem Kapitän für spätere Reisen einen vorzüglichen Anhalt für die Stauung der Ladung. Noch einen Punkt, der in dieses Gebiet gehört, möchte ich kurz erörtern. Er betrifft event. festzusetzende Normen über Stabilitätsrechnungen, und zwar über Bewertung von Aufbauten, Auftrieb von Decklast, Annahmen über Homogenität der Ladung und anderes mehr. Bei der Untersuchung über den Verlust eines englischen Schiffes wurden seitens der Bauwerft Stabilitätsrechnungen vorgelegt, bei denen die Annahme gemacht worden war, daß im Raum Ladung von 40 Kubikfuß pro Tonne, im Zwischendeck dagegen von 80 Kubikfuß pro Tonne gestaut wäre; eine derartige Annahme ist ungewöhnlich und verschleiert das Bild gegenüber normaler Annahme homogener Ladung. Über die Bewertung des Auftriebes von Decksladung ist man sich bei uns auch nicht einig. Aufbauten, welche dicht geschlossen sind, können ruhig als auftriebfähig für die Stabilität angesehen werden, sind aber Vermessungsöffnungen und Speigatten vorhanden, so wird die Frage zweifelhaft, besonders wenn es sich um Fälle handelt, bei welchen das Schiff fortdauernd auf der Seite liegt. Grundsätze für Winddruckrechnungen wären erwünscht. Es wäre eine leichte Mühe für eine sachverständige Körperschaft, hierüber Normen aufzustellen und ihre Benutzung zu empfehlen: bei geeigneten Anlässen, z. B. Seeamtsverhandlungen, wären sie vorzuschreiben. Man würde dadurch zu gleichmäßigerer Bewertung und Beur

teilung der Stabilität kommen und zu weiterer Klärung der Frage beitragen. Auch weitgehende Veröffentlichung von Stabilitätsuntersuchungen verunglückter Schiffe können in diesem Sinne aufklärend wirken und Kenntnisse über die notwendigen Anforderungen an die Stabilität der Seeschiffe verbreiten.

Diskussion.

Herr Dipl.-Ing. W r o b b e l - Hamburg (als Gast):

Meine Herren! Herr Benjamin ist auf Grund seiner Betrachtungen zu der Überzeugung gekommen, daß „weder die Größe der Schiffe, noch die Verschiedenheit der Typen bei der evtl. Festlegung eines Minimalmaßes für die erforderliche Stabilität von Einfluß sein können, daß es sich vielmehr, wie er sagt, rechtfertigen läßt, wenn man von einer Berücksichtigung der Größe und des Typs der Schiffe absieht“.

Meine Herren, das hieße: Ob Riesenschnelldampfer, ob Frachtdampfer oder Fischkutter, nur ein Maß der Stabilität. Ergeben die Berechnungen für 30° Neigung eine dynamische Wegstrecke von 50 mm und für 60° 200 mm, dann ist nach Ansicht des Herrn Benjamin genügende Stabilität vorhanden und die Sicherheit der Schiffe gewährleistet.

Ich will mich hier durchaus nicht auf diese Zahlen von 50 und 200 mm versteifen, es kann sich ebenso gut um 70 und 300 mm handeln; (der Vortragende macht in seiner Abhandlung auf Seite 15 selbst diesen Vorbehalt, daß „die beiden Minimalmaße von 50 und 200 mm, sowie die Winkel von 30 und 60° nur als Vorschläge zu betrachten sind“) ich möchte mich nur gegen ein Normalmaß überhaupt wenden.

Herr Benjamin hat zweifellos recht, wenn er, wie er sagt, vermutet, daß sich das Gefühl der Fachleute dagegen sträuben wird, ein einheitliches Normalmaß für die Stabilität festzulegen. Er führt an, daß man ja auch bisher, wenn man die Stabilitätsverhältnisse verschiedener Schiffe oder aber ein und desselben Schiffes in den verschiedenen Belastungsarten verglich, die Hebelsarme der statischen Stabilität zum Vergleich heranzog.

Wenn man das getan hat, dann ist es sicherlich ein Fehler gewesen, denn um einen einwandfreien Stabilitätsvergleich von zwei Schiffen herbeizuführen, muß man das Displacement unter allen Umständen berücksichtigen, d. h. man muß die Stabilitäts-Momentenkurven mit einander vergleichen.

Herr Benjamin zieht in seinem Vortrag bei der Betrachtung der Fischdampfer ausdrücklich die Hebelsarmkurven zum Vergleich heran und schreibt daher dem „Arthur Friedrich“ größere Stabilität zu, als der „Braunschweig“, eine Behauptung, die ich in meinen späteren Ausführungen widerlegen werde.

Der Vortragende nimmt ferner Bezug auf die Annahme Geheimrats Flamm in seiner Abhandlung „Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe“, daß, gleichgültig, wie groß und welchen Typs ein Schiff sei, ohne weiteres für die Sicherheit desselben gesorgt ist, wenn eine metazentrische Höhe von 700 mm vorhanden ist. Ich möchte mich dieser Ansicht durchaus nicht anschließen.

In der vorliegenden Figur a sind die dynamischen Wegkurven und Hebelsarmkurven eingezeichnet, die in Figur 12 des Benjaminschen Vortrages enthalten sind, und die gewissermaßen den Extrakt desselben darstellen. Die dynamischen Wegkurven zeigen für 30° den

gleichen Wert von 50 mm und für 60° den gleichen Wert von 200 mm. Herr Benjamin hat aus diesen Kurven die zugehörigen Hebelsarmkurven abgeleitet, die verschiedenartigsten Verlauf haben, und denen MG-Werte von minus 100 bis plus 700 mm entsprechen. Er

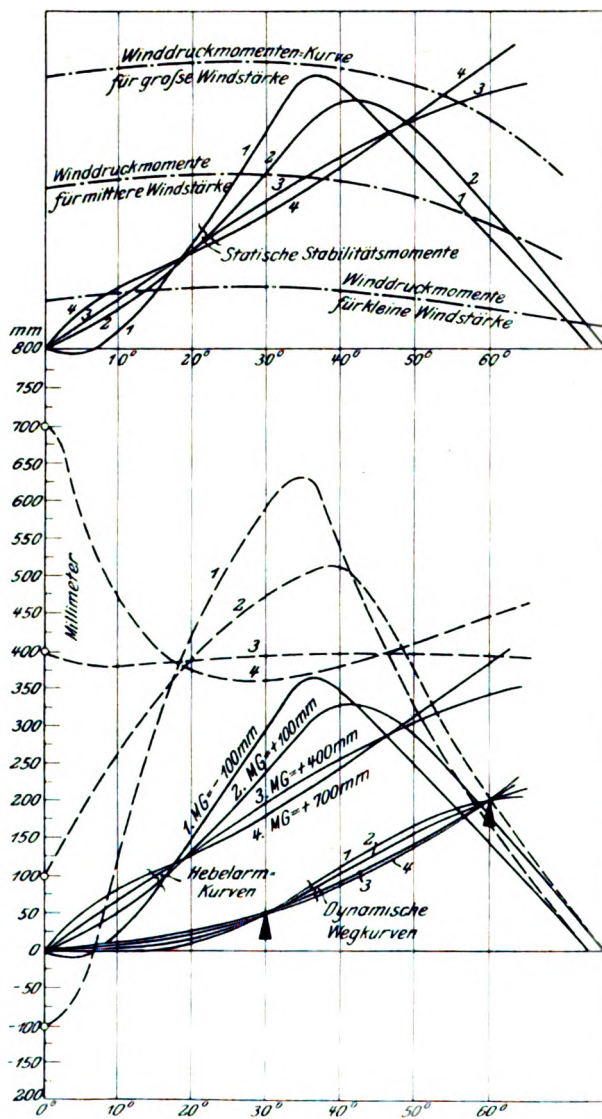


Fig. a.

Die --- gezeichneten Kurven stellen die Werte der metazentrischen Höhen für Neigungen dar. Sie sind errechnet aus den Hebelsarmkurven mittels Division der Hebelsarmwerte durch den Sinus des jeweilig zugehörigen Neigungswinkels.

wollte damit beweisen, daß trotz verschiedener Werte für die metazentrische Höhe doch gleiche Stabilitätsverhältnisse möglich sind, und daß wir daher berechtigt sind, die Schiffe über einen Kamm zu scheren.

In oberen Teil der Figur sind zu den Hebelsarmkurven gehörigen Stabilitäts-Momentenkurven gezeichnet. Da ich bei sämtlichen 4 Schiffen gleiches Deplacement vorausgesetzt habe, so verlaufen die Stabilitäts-Momentenkurven in sich genau ähnlich wie die Hebelsarmkurven. Es sind ferner die Winddruck-Momentenkurven für kleine, mittlere und große Windstärken eingezeichnet.

Betrachten wir nun die 4 Schiffe unter dem Einfluß der kleinen Windstärke, dann sehen wir, daß das Schiff mit dem größten MG eine Neigung von ungefähr 8° annimmt, während das Schiff mit der negativen metazentrischen Höhe sich bereits bis zu 15° überneigt.

Ihnen allen wird aus der Praxis bekannt sein, daß wir zweifellos der metazentrischen Höhe mehr Bedeutung, mehr Wichtigkeit zuschreiben müssen, als es Herr Benjamin tut. Betrachten wir einmal einen großen Passagierdampfer im Hafen mit geringer metazentrischer Höhe, dann werden wir sehen, daß der schwächste Wind, die geringste Gewichtsverschiebung imstande sind, dem Schiff Schlagseiten zu geben, die für die Bearbeitung des Schiffes keineswegs vorteilhaft sind. Denken wir uns ferner z. B. einen Passagierdampfer, der die Aufgabe hat, zwischen Hamburg und den Nordseebädern zu verkehren, mit geringer Anfangs-Stabilität. Das Schiff begegnet einem unserer großen Kreuzer, der volle Kraft fährt. Die Passagiere werden sich auf eine Seite begeben, um das vorbeifahrende Kriegsschiff zu sehen. Unter dem Einfluß des Krängungsmomentes wird das Schiff bei geringer Anfangsstabilität schon eine bedeutende Neigung annehmen. Hat das Schiff hohe Aufbauten und steht in der bereits vorhandenen Krängungsrichtung außerdem noch ein bedeutender Wind, der die Schlagseite weiter vergrößert, und trifft das Schiff in diesem Zustand auf die bei voller Fahrt des Kreuzers unvermeidliche Heckwelle (ein Fall, den ich auf dem Turbinendampfer „Kaiser“ der H. A. L. beim Passieren des auf der Probefahrt befindlichen großen Kreuzers „Moltke“ erlebte, und der das Schiff auf eine sehr harte, aber glänzend bestandene Probe stellte), dann können Verhältnisse eintreten, denen das Schiff bei ungenügender Anfangsstabilität nicht mehr gewachsen ist.

Wenn wir jetzt weiter die Winddruck-Momentenkurve mittlerer Windstärke betrachten, so sehen wir, daß sich die Verhältnisse gegenüber denen unter dem Einfluß kleiner Windstärke geändert haben, daß sich Schiff 3 und 4 am weitesten überneigen, und daß Schiff 1 am stabilsten ist, während es bei kleiner Windstärke den größten Ausschlag aufweist.

Ich kann nicht umhin, feststellen zu müssen, daß es unter allen Umständen auf die Individualität der Schiffe ankommt. Herr Benjamin hat versucht, scheinbar auf Grund praktischer Erfahrungen und theoretischer Grundlagen, die Individualität der Schiffe zu widerlegen. Er sagt, weil die dynamischen Wegkurven einander so ähnlich sehen, deshalb hätte er das größte Recht dazu, zu behaupten, daß es auf die Individualität nicht ankommt.

Sehen wir uns daraufhin noch die in der Figur eingezeichnete Winddruck-Momentenkurve für große Windstärke an, dann finden wir, daß in diesem Falle die Schiffe 1 und 2 bereits kentern; denn Gleichgewicht ist vorhanden, so lange das Stabilitätsmoment gleich dem Winddruckmoment ist. Hier ist aber das Winddruckmoment schon bedeutend größer geworden, und daher müssen die Schiffe 1 und 2 unbedingt kentern, während 3 und 4 noch stabil sind.

In der Figur a sehen Sie ferner die gestrichelt gezeichneten Kurven, die die Werte der metazentrischen Höhen für Neigungen darstellen. Die Kurven sind folgendermaßen entstanden; zur Erklärung möge die Figur b dienen.

Ich habe in Figur b ganz schematisch die Querschnitte eines Schiffes und zwar in zwei verschiedenen Neigungen eingezeichnet. G bedeutet den System-Schwerpunkt, F den Verdrängungsschwerpunkt des Schiffes. Die Linie der Auftriebsrichtung durch F schneidet die

Mittellinie des Schiffes in M, dem Metazentrum. Dann ist MG die metazentrische Höhe, das von G auf MF gefällte Lot GH der Hebelarm der statischen Stabilität. Der Neigungswinkel GMH ist mit φ bezeichnet worden. Es ist aber

$$\sin \varphi = \frac{GH}{MG}, \text{ oder } MG = \frac{GH}{\sin \varphi}.$$

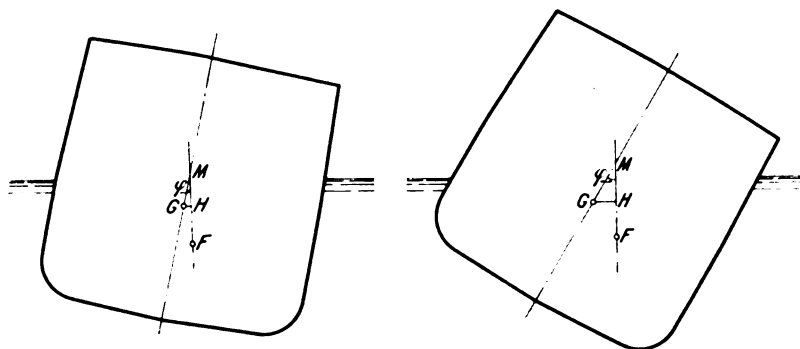


Fig. b.

Nun sagt Herr Benjamin, daß die metazentrische Höhe nur ein Maß gibt für die aufrechte Lage, oder nur geringe Abweichungen von der aufrechten Lage. Wer und was verbietet mir denn, diese Strecke auch weiter zu verfolgen. Meines Wissens ist es allerdings bisher nicht geschehen. Ich habe also für die verschiedenen Neigungen bis zu 90° die Werte der Strecke MG untersucht und zwar auf Grund obiger Formel, deren Bedingung ja dauernd erfüllt bleiben muß. Es kann nun natürlich eintreten, daß M unter G rückt, MG also negativ wird, oder auch, daß M mit größerer Neigung weiter hinauf rückt, MG also größer wird. Das hängt natürlich von den Formverhältnissen des Schiffes, von der jeweiligen Lage des Verdrängungs-Schwerpunktes ab.

Die in Figur a gestrichelt gezeichneten MG-Kurven sind also aus den Hebelsarmkurven entstanden, indem ich die Hebelsarme durch den Sinus des jeweiligen Neigungswinkels dividiert habe. Wenn wir jetzt an Hand der Figur a noch einmal die Winddruck-Momentenkurven und die Stabilitäts-Momentenkurven miteinander vergleichen, unter gleichzeitiger Betrachtung der MG-Kurven, dann finden wir, daß in jedem Falle das Schiff mit der geringsten Neigung das größte MG hat, und daß in dem Falle, wo 1 und 2 kentern, während 3 und 4 noch stabil sind, die MG-Werte von 1 und 2 gleich Null werden, während 3 und 4 noch annehmbar positiv sind.

Nach dem eben Gesagten wird es auch einleuchten, um auf die eingangs von mir angeschnittene Frage der Stabilität der Fischdampfer „Arthur Friedrich“ und „Braunschweig“ zurückzukommen, daß es falsch ist, unter Vernachlässigung des Displacements die Hebelsarmkurven miteinander zu vergleichen. Man wird vielmehr zu der Überzeugung kommen, im Gegensatz zu Herrn Benjamin, daß die „Braunschweig“ weit stabiler und sicherer als der „Arthur Friedrich“ ist.

Ich halte die Ausführungen des Herrn Benjamin nach diesen Betrachtungen für kolossal gefährlich. Sie sind zweifellos geeignet, die bisher normalen, gesunden Anschauungen über die Stabilität zu verschleiern und zu verwirren. Herr Benjamin hat die beste Absicht gehabt, den Stabilitätsverhältnissen auf den Grund zu gehen, er hat aber, wie aus

den ganzen Ausführungen hervorgeht, sich eine Reihe von Trugschlüssen zu Schulden kommen lassen.

Ich habe soeben Gesichtspunkte entwickelt, wie sie teilweise auch schon Herr Dr. Commentz in seinem Vortrag erwähnt, die unter keinen Umständen außeracht gelassen werden dürfen, die gerade heutzutage bei der Konstruktion unserer modernen Schnelldampfer mit ihren gewaltigen, imposanten Aufbauten ihre Berücksichtigung fordern, und die auch tatsächlich von unseren großen Reedereien und Werften in vollstem Maße berücksichtigt werden. Die Hamburg-Amerika-Linie hat z. B. in ihrem Archiv eine Akte, die allein über die Seeigenschaften der Schiffe handelt. Es werden hier die Kapitänsberichte eingetragen. Für diesen Zweck sind ganz bestimmte Formulare vorgesehen, die der Kapitän zu gewissen Zeiten auszufüllen hat, in die er einträgt, wie die Seeigenschaften des Schiffes unter bestimmten Verhältnissen gewesen sind, welche Schlagseiten das Schiff angenommen hat, wie die Ballast- und Belastungsverhältnisse gewesen sind, Angaben, aus denen das Konstruktions-Bureau sich ein Bild über die Stabilität der Schiffe machen kann, und aus denen es Erfahrungen sammelt, die bei der Ausarbeitung neuer Projekte in Anwendung gebracht werden.

Würde der Konstrukteur nach dem Vorschlage des Herrn Benjamin verfahren und die dynamische Wegkurve, die vielleicht für einen Frachtdampfer vollkommene Sicherheit gewährleistet, der Konstruktion eines modernen Schnelldampfers zugrunde legen, dann würde er zweifellos einen kolossalen Bock schießen und an seinem Werke verhältnismäßig wenig Freude erleben.

Herr Privatdozent Dr.-Ing. E. Waldmann - Danzig:

Meine Herren! Auf Grund dessen, was der Herr Vorredner gesagt hat, möchte ich mich kurz fassen.

Ich begrüße zunächst erfreut den Vorschlag des Herrn Benjamin, dasjenige, was wir vielfach bisher als Maß für die Stabilität der Schiffe angesehen haben, die metazentrische Höhe, durch etwas Besseres zu ersetzen. In einigen Punkten bin ich allerdings nicht ganz der Ansicht des Herrn Redners.

Zunächst meine ich auch, daß es nicht richtig ist, nur zwei Ordinaten einer einzigen Kurve als das Maß der Stabilität anzunehmen ohne Rücksicht auf die Größe und den Typ der Schiffe. Der Herr Redner ist scheinbar angenehm davon überrascht, daß die dynamischen Wegkurven der verschiedenen Schiffstypen und Schiffsgrößen so gut zusammenfallen und sich zum großen Teil decken. Meine Herren, es ist eigentlich kein Wunder, wenn sich die dynamischen Wegkurven besser decken als Kurven der statischen Stabilität; es sind ja die ersten Integrationskurven von den Kurven der statischen Stabilität. Wenn man weiter integrieren würde, würden sie noch weiter zusammenfallen. Ich kann auch die Eigenschaften der dynamischen Wegkurve nicht einmal als einen Vorzug ansehen; denn mir scheint, daß die statischen Stabilitätsmomente oder die Hebelarme der statischen Stabilität ein besseres Kriterium für die Stabilität der Schiffe sind, eben deswegen, weil ihre Kurven ausdrucksvoller sind. Wenn ich also schon eine Kurve als Kriterium für die Stabilität nehme, dann möchte ich eine Kurve vorschlagen, welche aus der statischen Stabilität hergeleitet ist, entweder die Kurve der statischen Stabilitätsmomente oder die Kurve der Hebelarme der statischen Stabilität.

Der Redner sagte auch, es wäre richtiger, dann die Kurve der Hebelarme zu nehmen und nicht die Kurve der statischen Stabilitätsmomente, weil das statische Stabilitätsmoment für Schiffe verschiedener Größe nicht dasselbe sein sollte. Sehr richtig, meine Herren. Aber ich bin andererseits der Ansicht, daß man auch die Hebelarme der statischen Stabilität nicht einfach als Ausgangspunkt wählen darf; denn es ist wohl berechtigt, daß die großen Schiffe

auch größere statische Stabilitätsmomente besitzen; aber ich glaube nicht, daß die statischen Stabilitätsmomente in demselben Maße zunehmen sollen, wie das Displacement der Schiffe.

Wenn ich noch einmal kurz zusammenfassen darf, so bin ich der Ansicht, daß es nicht richtig ist, eine einzige Kurve zu wählen. Will ich mir einen erschöpfenden Einblick in die Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes verschaffen, dann brauche ich alle Daten, die ich auf rechnerischem oder graphischem Wege ermitteln kann, und zwar sowohl die metazentrische Höhe als auch die statische Stabilität, seien es nun die Momente oder ihre Hebelarme, als auch die dynamische Stabilität. Und daher, meine ich, sollen wir uns hüten, lediglich der Einfachheit und Bequemlichkeit zuliebe ein Ding, das so wichtig ist wie die Stabilität unserer Schiffe, allzusehr zu schematisieren.

Herr Ingenieur Liddle - Charlottenburg:

Meine Herren! Herr Benjamin hat das Verdienst, eine verkürzte Methode zur Anfertigung von exakten Stabilitätsberechnungen mundgerecht gemacht zu haben. Für sehr viele Zwecke aber geht die Verkürzung noch nicht weit genug. Beim Entwurf eines Schiffes müßten für Neigungen von 0 bis 40° die etwaigen Stabilitätsverhältnisse in einer halben Stunde oder noch weniger erhältlich sein, und das ist hier noch nicht möglich.

Herr Benjamin ist vor etwa 30 Jahren in England mit einer der ersten brauchbaren Stabilitätsmethoden hervorgetreten. Jetzt verkürzt er die damalige Berechnung um mehr als die Hälfte. Die Hoffnung ist vielleicht berechtigt, daß er seine Methoden weiter entwickeln und die Arbeit bald noch einmal um mehr als die Hälfte verringern wird. Dann wird sie vielleicht für den täglichen Gebrauch Anwendung finden können, d. h. für schnelle Berechnungen. Wenn man die Dimensionen für einen Entwurf feststellen will usw., kann man sich nicht 8 Tage lediglich mit der Stabilität befassen.

In betreff des Diagrammes der Stabilitätskurven der Fischdampfer in dem Krüger-Johowschen Taschenbuch möchte ich bemerken, daß die krenzpunktiierte Linie, die Herr Benjamin nennt, in dem ursprünglichen Germanischen Lloyd-Diagramm nicht enthalten war. Ihr Ursprung ist auch mir unbekannt.

Was das Maß der zu verlangenden Stabilität betrifft, so muß eine Sicherheit gegen Schlagseite und ein genügend großer Hebelarm bei etwa 30° für Fahrten auf hoher See verlangt werden. Herr Benjamin will bei 30° und 60° bestimmte Minima an dynamischer Stabilität obligatorisch machen. Diese Minima können aber zu groß oder zu klein sein. Schon nach seiner Angabe können sie mit einer negativen Anfangsstabilität verbunden sein. Von Größenverhältnissen abgesehen, sind die Kräfte, die ein Schiff überneigen können, je nach dem Typ sehr verschieden, und in der Tat erscheint es angebracht, jedes Schiff individuell zu behandeln.

Herr Benjamin ist der Meinung, daß eine Hebelarmkurve sich nicht beurteilen läßt. Es ist dies in der Tat nicht so schwer. Es müssen nur Annahmen über das, was geschehen kann, gemacht werden. In dem einen Schiff können Passagiere an Bord sein, die nach der Seite treten, ein anderes Schiff hat keine Passagiere; es kann, wenn die Pumpenanlage nicht sehr leistungsfähig, Wasser in den Maschinenraum kommen und allerlei Sachen in dem einen Schiff geschehen, die das andere Schiff nicht zu befürchten hat. Diese Veränderungen müssen durch Änderung der Kurve berücksichtigt werden. In der Regel wird die Kurve dann immer niedriger werden, bis ein relativ kleiner Rest oder gar kein Rest übrigbleibt. Dieser Rest muß dann für sich beurteilt werden. Eventuell kann ein eiserner Bestand vorgeschrieben werden, der nicht unterschritten werden darf.

Es dürfte die Ausschaltung der Größe nicht in allen Fällen richtig sein. Bei Segelschiffen kann das vielleicht gelten. Anders ist es aber bei Dampfern. Hier spielen andere Momente als das Segeln die Hauptrolle. Einerseits variieren die Verhältnisse Breite zu Tief-

gang und zu Freibord sehr mit der Schiffsgröße, anderseits aber werden die größeren Schiffe weniger zu einem Spiel der Wellen.

Obwohl die GM-Höhen und die Hebelsarme nicht in direktem Verhältnis zur Dimension zu stehen brauchen, müssen sie doch mit der Quadratwurzel oder vielleicht mit der Kubikwurzel der Dimension wachsen.

Herr Dr.-Ing. Probst-Hamburg:

Meine Herren! Die Ausführungen, die wir bisher über den Vortrag des Herrn Benjamin gehört haben, gestatten mir, mich recht kurz zu fassen. Ich kann mich den Darlegungen insbesondere des Herrn Wrobel im allgemeinen durchaus anschließen und möchte nur auf einige Punkte noch aufmerksam machen, die nach meiner Ansicht geeignet sind, die Anwendung des von Herrn Benjamin gemachten Vorschlages in Frage zu stellen.

Der Vorschlag des Herrn Vortragenden, die dynamische Wegkurve allein zur Beurteilung oder zur Messung der Stabilitätseigenschaften eines Schiffes heranzuziehen, hat zur Voraussetzung, daß bei Schiffen jeder Art und Größe der Einfluß der äußeren krängenden Kräfte nur vom Displacement abhängig ist. Dies müßte aber doch erst noch bewiesen werden, denn wenn es nicht richtig ist, so fallen damit alle Schlußfolgerungen und das an sich ja sehr bequeme einheitliche Maß der Stabilität für alle Schiffe ins Wasser. Wenn man nun auch vielleicht für die Stärke des Seeganges irgend einen konstanten Maximalwert nehmen kann, etwa gemessen durch eine größte beobachtete Wellenschräge, so wird doch immer der Einfluß dieser Wellenschräge auf das Schiff stark abhängig bleiben von dem Verhältnis der Wellenlänge zur Schiffslänge, dem Winkel zwischen Wellenrichtung und Kurs des Schiffes, und schließlich von dem Verhältnis zwischen Wellenperiode und Schiffsperiode. Für alle diese verschiedenen Möglichkeiten müßte also zunächst einmal berechnet werden, welche Maximalwirkung auf ein gegebenes Schiff erwartet werden kann. Daß diese dann immer genau dem Displacement proportional sein sollte, erscheint mir doch noch fraglich.

Außerdem wirkt ja nicht der Seegang allein krängend auf das Schiff, sondern es treten oft zusätzliche Kräfte auf, sei es der Winddruck, sei es der Einfluß freier Wasseroberflächen im Schiff, beweglicher Ladung oder dgl. Solche Zusatzkräfte, die bei dem einen Schiff sehr groß sein können, bei anderen wieder ganz wegfallen, werden zweifellos die erreichbare Maximalneigung stark beeinflussen, sie sind aber nicht in der dynamischen Wegkurve berücksichtigt, wenn man dasselbe Minimalmaß für alle Schiffsgrößen, Typen und Ladezustände zugrunde legt.

Beispielsweise müßte meines Erachtens ein Schiff mit großer Winddruckfläche unbedingt ein höheres Maß besitzen als ein niedriges, ein Schiff mit vielen Passagieren, die sich oft an einer Bordseite zusammendrängen, ein höheres als ein Frachtschiff mit nur fester Ladung.

Nun ist außerdem der Grundsatz aufgestellt, daß jedes Schiff eine Mindesthöhe des dynamischen Weges von 200 mm haben sollte bei 60° oder vorher. Danach würde es also unbedenklich sein, wenn ein Schiff bei 60° oder noch früher die Kentergrenze erreicht, wofern es nur bei irgend einem Winkel vorher schon jenes Minimum von 200 mm dynamischer Stabilität besitzt. Dies scheint mir recht bedenklich, denn da der Widerstand des Schiffes gegen das Rollen mit dem Neigungswinkel zunimmt, so ist eine größere äußere Kraft erforderlich, das Schiff auf 70° zu neigen, also auf 50°, bei beiden Winkeln gleiche dynamische Stabilität vorausgesetzt. Hiernach kann doch wohl ein Schiff, das schon bei 50° die Kentergrenze erreicht, nicht für stabiler gelten als ein solches, das erst bei 70° oder später diesen Punkt erreicht.

Es kann ferner meiner Ansicht nach die Sicherheit des Schiffes gegen Kentern überhaupt nicht allgemein als der maßgebende Gesichtspunkt zur Beurteilung der Stabilität an-

gesehen werden. Größere Schiffe mit hohem Freibord werden meistens einen derartigen Umfang an statischer Stabilität besitzen, daß die Gefahr des Kenterns völlig ausgeschlossen ist. Trotzdem muß man ihre Stabilität unter Umständen für unzureichend halten, nämlich dann, wenn sie zu dauernder Schlagseite neigen. Diese Erscheinung, die für Frachtdampfer und in mäßigen Grenzen natürlich ohne große Bedeutung ist, wirkt auf Passagierschiffen immer sehr unangenehm, so daß die Kapitäne sie oft mehr fürchten als das Schlingern und deshalb stets bestrebt sind, sie zu vermeiden. Solche Schlagseiten können entstehen bei negativer Anfangsstabilität, durch unsymmetrische Stauung von Kohlen, Ladung oder Ballast, durch freie Wasseroberflächen, durch Zusammendrängen der Passagiere auf einer Seite, durch seitlichen Winddruck oder durch Ruderlegen.

Wie bedeutend diese Einflüsse sein können, ersieht man daraus, daß bei dem in Fig. 6 Nr. 4 gegebenen Beispiel eines großen Fracht- und Passagierdampfers durch seitlichen Wind von Stärke 8 oder durch Ruderlegen bei 15 Knoten Fahrt eine Schlagseite von 15° zu erwarten ist, obwohl die dynamische Stabilität bei 30° doppelt so groß und bei 60° sogar $1\frac{1}{4}$ mal so groß ist, als das vom Vortragenden aufgestellte Normalmaß. Treten nun erst mehrere solche krägenden Einflüsse gleichzeitig auf, so wird die Schlagseite noch größer, ohne daß natürlich irgend eine Gefahr für die Sicherheit des Schiffes damit verbunden zu sein braucht.

Es geht also hieraus hervor, daß man die dynamische Wegkurve nur dann als ausreichendes Kriterium der Stabilität ansehen darf, wenn es sich um sehr kleine Schiffe handelt, wie die im Vortrag herangezogenen Fischdampfer, wo also mit relativ zur Schiffsgröße starken Welleneinflüssen zu rechnen ist, oder bei Schiffen mit niedrigem Freibord, bei denen der Kenterpunkt schon bei kleinen Neigungswinkeln erreicht wird. Immerhin würde selbst in diesen Fällen schon die statische Stabilitätskurve denselben Dienst tun, denn wie aus Fig. 2, 3 und 7 ersichtlich ist, fällt eine geringe dynamische Stabilität stets mit einem frühen Nullpunkt der statischen zusammen. Vielleicht wäre dies sogar vorzuziehen, denn der Schnittpunkt der statischen Hebelarmkurve mit der Nulllinie ist meines Erachtens viel charakteristischer als das Maximum in der sehr flach verlaufenden dynamischen Wegkurve.

In allen anderen Fällen als den genannten aber sollte man die Stabilität in erster Linie nach der Metazenterhöhe oder den wahren statischen Hebelarmen für kleine Neigungen und sodann nach der Lage des Kenterpunktes beurteilen. Hierfür aber ein konstantes Maß für alle Schiffe und Ladezustände aufzustellen, ist nicht durchführbar. Man wird da kaum von der Berücksichtigung der mannigfachen besonderen Umstände absehen können.

Was nun die Messung der Stabilität auf See anlangt, die Herr Dr. Commentz zum Gegenstand seines Vortrages gemacht hat, so möchte ich Ihre Aufmerksamkeit auf ein Verfahren lenken, welches auch im Vortrage schon kurz gestreift ist, nämlich die Berechnung der Metazenterhöhe aus der Schwingungsperiode des Schiffes.

Dieses Verfahren setzt natürlich die Kenntnis des Trägheitsradius des Schiffes voraus. Es hat sich aber durch eine große Anzahl von Rechnungen ergeben, daß bei ein- und demselben Schiff — selbst unter verschiedenen Ladezuständen — der Trägheitsarm nur in verhältnismäßig engen Grenzen schwankt, jedenfalls in sehr viel engeren Grenzen als die metazentrische Höhe. Die äußersten Werte für das ganz leere Schiff einerseits und das vollbeladene andererseits liegen z. B. bei einem normalen Fracht- und Passagierdampfer von 10 000 Tonnen Displacement bei 6.3 und 6.8 m, also ist die Differenz nur 8 %, während die Metazenterhöhe im gleichen Falle zwischen -11 und $+70$ cm schwankt.

Es ist dann für das praktische Bedürfnis ausreichend, für einen mittleren Reise- und Ladezustand den Trägheitsarm einmal zu berechnen und hiernach eine Tabelle aufzustellen, aus der an Bord für jede beobachtete Schwingungsperiode die entsprechende Metazenterhöhe abgelesen werden kann.

Anläßlich wiederholter Erprobungen dieses Verfahrens an Bord von Schiffen, die mit einem Registrierpendel ausgerüstet waren, so daß die Bewegungen des Schiffes über einen langen Zeitraum automatisch aufgezeichnet wurden, hat sich ergeben, daß diesem Verfahren gegenüber demjenigen, die Metazenterhöhe aus dem jeweiligen Ladezustand zu berechnen, der Vorzug größerer Richtigkeit und Schnelligkeit zukommt.

Allerdings ist dabei das Auftreten richtiger Schlingerbewegungen, die in der Eigenperiode des Schiffes vor sich gehen, nötig, da weder bei stillliegendem Schiff noch bei erzwungenen Schwingungen die Eigenperiode beobachtet werden kann.

Sollte der von Herrn Dr. Commentz beschriebene Apparat sich im Bordbetriebe bewähren, so würde man jedenfalls ein relativ einfaches Mittel besitzen, auch bei nicht schlingerndem Schiff sich über die Metazenterhöhe jederzeit Gewißheit verschaffen zu können. Eine Schwierigkeit dürfte aber wohl immer darin bestehen, das krängende Moment richtig zu bestimmen. Es wird sich nie ganz vermeiden lassen, daß freie Oberflächen vorhanden sind, die das Resultat beeinflussen. Ferner wird es in der Praxis nicht so einfach sein, einwandfrei festzustellen, ob der Krängungstank ganz voll oder nur teilweise voll ist. Jedenfalls dürften die gewöhnlichen Peilrohre nicht hierzu genügen: man müßte dazu wohl Wasserstandsgläser verwenden, die leicht kontrollierbar anzubringen wären.

Es müssen auch besondere Vorrichtungen getroffen werden, um auf See den mittleren Tiefgang bestimmen zu können. Hierzu sind die Ahmings nicht geeignet, es könnten nur Rohre im Schiffsinne in Betracht kommen, die mit dem Außenwasser kommunizieren und eine Korrektur des dynamischen Druckes bei der Fahrt des Schiffes gestatten.

Immerhin lassen sich solche Schwierigkeiten ohne große Mühe oder erhebliche Kosten beheben, und es erscheint durchaus möglich, die Stabilität der Schiffe sowohl beim Abgang im Hafen als auch auf See dauernd unter Kontrolle halten zu können; es wäre wirklich im Interesse aller Schiffahrtskreise sehr wünschenswert, wenn die Vorschläge, die in dieser Hinsicht heute gemacht sind, befolgt werden würden.

Herr Geheimer Marinebaurat K r i e g e r - Berlin:

Meine Herren! Ich würde zu dieser Frage der Stabilität nach den sehr treffenden und ausführlichen Bemerkungen des Herrn Vorredners, denen ich sachlich eigentlich kaum noch etwas hinzuzufügen habe, nicht das Wort ergreifen, wenn nicht mein Name erwähnt worden wäre in Verbindung mit dem von mir bearbeiteten Buch¹⁾ und der gestellten Frage, was in diesem die strichpunktierte Kurve bedeute, die auf Seite 214 in die dort zusammengestellten Stabilitätskurven von Fischdampfern hineingezeichnet ist. Es ist, wie die Anmerkung auf derselben Seite sagt, eine Art Grenzkurve, die angeben soll, welche der in dieser Zusammenstellung genannten Dampfer für I s l a n d r e i s e n — d. h. für die Hochsee — noch als hinreichend stabil zu gelten haben; eine Deutung, welche Herr Ingenieur Benjamin als richtig und berechtigt anerkennt, wenn er auch das Einzeichnen einer solchen, nicht wirklich berechneten Kurve in ein Momentkurvendigramm für einen prinzipiellen Fehler hält.

Ich war aber dazu gekommen in der Überlegung, daß es gerade für diese kleinen Fahrzeuge, bei denen zahlreiche und oft unaufgeklärte Verluste vorgekommen sind und der Seeberufsgenossenschaft Veranlassung gegeben hatten, den Gründen dieser Schiffsverluste nachzugehen und die Stabilitätseigenschaften der Schiffe genau berechnen zu lassen, wünschenswert sein müsse, bei Neuentwürfen einen Anhalt für die Größe ihrer Stabilität zu haben. Dieser schien mir hinreichend gegeben zu sein durch Einzeichnung einer wenn auch nur schätzungsweise angenommenen Stabilitätsmomentenkurve in das errechnete Momentdiagramm, weil darin

¹⁾ Hilfsbuch für den Schiffbau von Johow-Krieger, Berlin 1910 Julius Springer.

die drei wichtigen Merkmale für die Beurteilung der Stabilität zum deutlichen Ausdruck kommen:

1. der gesamte Verlauf der Stabilität.
2. ihr allmähliches Ansteigen bis zum Höchstwert und ihr Abnehmen bis zum Punkte Null, dem Kenterpunkt.
3. ihr Gesamtumfang, dargestellt durch den Flächeninhalt der Momentenkurve.

Berechnet man, von Winkel zu Winkel fortschreitend, den Flächeninhalt, so erhält man bekanntlich als Flächeninhalts- oder erste Integralkurve der Kurve der Stabilitätsmomente die Kurve der dynamischen Stabilität, deren Ordinaten den Aufwand an Arbeit angeben, der von dem Schiffe zu leisten ist, wenn es sich aus einer bestimmten Neigung wieder aufrichten soll, der aber anderseits auch von der überneigenden Kraft von Wind und See geleistet werden muß, um das Schiff, seiner Stabilität entgegen, so weit überzulegen. Somit gibt also der ganze Flächeninhalt der Momentenkurve bis zum Kenterpunkt, d. h. die Endordinate der dynamischen Stabilitätskurve, den Gesamtaufwand an Arbeit an, den Wind und See leisten müssen, um das Schiff zum gänzlichen Kentern zu bringen.

Hat man also für eine Anzahl von Schiffen, die sich den Seeverhältnissen einer gewissen Gegend gewachsen gezeigt haben, die Stabilitätskurven berechnet, so hat es eine gewisse Berechtigung, aus diesen eine herauszugreifen, von der man sagen kann, daß sie nach den obigen drei Richtungen dem Schiffe eine hinreichende Seefähigkeit sichern wird.

Die Bedeutung der strichpunktirten Kurve soll also die sein, daß Fischdampfer, welche die isländischen Gewässer zu befahren haben, ihr Höchstmaß an Stabilität nicht bei einem kleineren Neigungswinkel als 30° haben und ihre Stabilität erst ganz verlieren, d. h. den Kenterpunkt erreichen dürfen, wenn sie um einen Winkel von 70° geneigt werden.

Dies ist nahezu übereinstimmend mit den Forderungen, die Herr Ingenieur Benjamin aufstellt hinsichtlich der beiden als zulässigen bzw. als Grenzwert anzunehmenden Neigungswinkel.

Ferner soll die strichpunktirte Kurve den Verlauf der Stabilitätswerte bis zum Kenterpunkt darstellen und ihr Flächeninhalt den Gesamtaufwand an Arbeit bis dahin, der sich aus dem gewählten Maßstab der Zeichnung berechnen läßt.

Zahlenmäßige Vergleiche hierüber anzustellen wird erst gelingen, wenn man durch Berechnungen und praktische Versuche die in der Wellenbewegung sich entwickelnde und auf das Schiff übertragbare mechanische Arbeit, die „lebendige Kraft der Rollwelle“²⁾ zu ermitteln gelernt hat. Aus dem Vorstehenden ergibt sich nun, daß die Schiffe, deren Stabilitätsmomentenkurve innerhalb der Fläche der eingezeichneten Grenzkurve liegt, sich für die Anforderungen der hohen See als nicht stabil genug gezeigt haben.

Wir wollen doch möglichst so weit kommen, daß wir unseren Seeleuten immer Schiffe in die Hand geben können, die ihrem Zweck entsprechen und nicht durch Mangel oder Übermaß an Stabilität (was auch vorkommt) untergehen und unkommen. Wir dürfen uns darin nicht etwa mit einer so melancholischen Stimmung, wie sie Pierre Loti in seinem Buche von den Islandfischern schildert, als mit etwas Unabänderlichem abfinden, daß eine gewisse Anzahl, ein gewisser Prozentsatz von Schiffen immer unkommen müsse, und daß infolgedessen die Hochseefischer in ihrem schweren und aufopferungsvollen Gewerbe keine sichere Anwartschaft darauf haben, immer lebend zurückzukehren. Wir müssen das Stabilitätsproblem so weit ausbilden, daß wir absolut sichere Schiffe liefern können, und wenn Sie das Kapitel „Stabilität“ in dem von mir bearbeiteten Buche durchlesen, werden Sie das Bestreben dafür in vollem Maße vorhanden finden in der steten Betonung der Notwendigkeit von

²⁾ S. a. a. O., S. 432.

genauen ausführlichen Stabilitätsrechnungen. Ich kann mich deshalb auch vorläufig noch nicht zu dem Vorschlage des Herrn Benjamin bekennen, der ja die Berechnung durch die Festsetzung von einer Art von Grundmaß ersetzen will, ehe ich weiß, ob dieses Grundmaß auch für alle Schiffsarten und alle Fälle zuverlässig ist. Denn so dankenswert an sich eine Vereinfachung dieser umfangreichen Rechnungen auch wäre, glaube ich doch nicht, daß wir gut daran tun, ein Verfahren einzuführen, das uns vielleicht mit einem geringen Zeitaufwande die Möglichkeit gibt, ein Schiff als angeblich stabil zu betrachten, das sich aber dann in Wirklichkeit durchaus nicht so bewährt. Die Sache bedarf jedenfalls noch der weiteren Prüfung.

Herr Zivilingenieur Benjamin - Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren! Wenn die über alle Erwartungen vorgeschrittene Zeit schon die Verlesung meines Vortrages sehr ungünstig beeinflusste, insofern als ich dabei nach allen Richtungen hin Kürzungen vornehmen mußte, so ist dies leider bei der Diskussion noch viel mehr zum Ausdruck gekommen. Ich muß leider konstatieren, daß die Diskussion sich hauptsächlich an den unwesentlichen Punkten meines Vortrages hält und daß das Wesentliche nicht genügend zum Ausdruck gekommen ist. Ich kann mich auch des Eindrucks nicht erwehren, als wenn einige der Herren, die in der Diskussion gesprochen haben, das Wesen meines Vortrages mißverstanden haben.

Da hat mir z. B. Herr Liddell den Vorwurf gemacht, daß ich eine verkürzte, der Zeit nach verkürzte Methode einführen wolle. Abgesehen davon, daß es doch kein Nachteil, sondern nur ein Vorteil sein könnte, wenn eine Methode in kürzerer Zeit auszuführen ist, mache ich aber darauf aufmerksam, daß ich von einer Zeitverkürzung nichts vorgebracht habe; ich habe an der direkten Methode zur Ermittlung der dynamischen Wegkurve die Einfachheit und Übersichtlichkeit hervorgehoben, und was die Zuverlässigkeit anbetrifft, so habe ich in den Schlußworten meines Vortrages noch besonders darauf hingewiesen, daß die Methoden zur Ermittlung der Hebelsarmkurven durchaus nicht so einwandfrei sind, wie man allgemein annimmt, und daß die von mir befürwortete Methode zur Ermittlung der dynamischen Wegkurve geeignet ist, die Unrichtigkeiten, die sich bei jenen Kurven herausstellen, zu erkennen und zu korrigieren.

Wenn man meinen Vortrag richtig verstanden hat, wird man also erkennen müssen, daß ich ebenso eingehende und ausführliche, wenn nicht noch ausführlichere Rechnungsergebnisse verlange, wie bisher; aber ich will die Resultate der Rechnung klar dargestellt haben; ich verlange, daß man imstande sein soll, sie zu messen, während man sie bisher nur beurteilen konnte.

Wenn Herr Wrobbel sagte, durch die Einführung der dynamischen Wegkurve würden die Resultate verschleiert, so ist das durchaus unbegründet; diese Kurve verschleiert nichts; sie bringt im Gegenteil das klar zum Ausdruck, was aus der Hebelsarmkurve nur durch „Beurteilung“, also durch einen unklaren Vorgang zu erkennen ist. Herr Waldmann brachte zum Ausdruck, daß die dynamische Wegkurve weniger genau sein müsse, wie die Hebelsarmkurve, weil sie deren Abgeleitete sei; an und für sich sehe ich keinen Grund, warum eine abgeleitete Kurve ungenau sein müsse; aber davon abgesehen, stimmt es nicht, daß die dynamische Wegkurve nur die Abgeleitete der Hebelsarmkurve sei; ich schlage ja doch vor, sie direkt, nicht als Abgeleitete zu konstruieren; damit fällt dies Argument zusammen.

Ich komme zu den Äußerungen des Herrn Geheimrat Krieger. Ich freue mich, gerade diesem Herrn gegenüber konstatieren zu können, daß eigentliche Differenzen zwischen uns nicht bestehen; die scheinbaren Differenzen liegen in der Ausdrucksform, nicht aber im Wesen der Sache. Was er im Johowschen Handbuch durch die Kurve, die in meiner Fig. 1 kreuzpunktiert ist, erreichen will, bringe ich durch die Pfeile in meiner Fig. 10 zum Ausdruck. Gibt man einem Schiffe die durch diese

Pfeile angedeuteten Werte für die dynamischen Wegstrecken bei den angedeuteten Neigungswinkeln, so erhält man, wenn man mit der Verdrängung multipliziert, die für nötig erachteten Momente, also das, was in jener Kurve angestrebt wird. Bringt man aber, wie es Herr Geheimrat Krieger getan hat, die limitierende Kurve in das Momentkurvendiagramm hinein, so verliert dieselbe ihren Wert, sobald die Verdrängung der zu vergleichenden Schiffe schwankt; wie ich schon in der Fußnote zu meinem Vortrage andeutete, mißt man dabei die verschiedenen Schiffe mit einem verschiedenen Maßstabe; man erhält für große Schiffe zu kleine Werte, für kleine Schiffe zu große. Gerade das Vorhandensein der betreffenden Kurve im Johow, deren prinzipielle Unrichtigkeit sich doch nicht verkennen läßt, hat mich dazu geführt, mich zu fragen, ob man den an und für sich richtigen Gedanken, den die Kurve ausdrücken sollte, nämlich die Limitierung der Stabilität bei größeren Neigungswinkeln, im Gegensatz zur Limitierung derselben durch die metazentrische Höhe, nicht in einer einwandfreien Weise ausdrücken könne. Das mußte mit zwingender Notwendigkeit zu der dynamischen Wegkurve führen.

Wenn mein Argument richtig ist — und das muß ich annehmen, denn bisher hat mir noch niemand einen Fehler in demselben nachzuweisen versucht — so muß Herr Geheimrat Krieger auch anerkennen, daß das, was er hat zum Ausdruck bringen wollen, nur durch die dynamischen Wegkurven geschehen kann, welche man ja schließlich auch als Momentkurven, bezogen auf die Einheit der Verdrängung, auffassen kann.

Nun komme ich nochmals zu den übrigen Herren Rednern. Dieselben haben in der einen oder andern Form gesagt: Man soll die Stabilität nicht messen, sondern man soll sie beurteilen. Ein großer Teil von dem, was sie vorbrachten, läuft hierauf hinaus. Ja, meine Herren, warum soll man sie denn nicht messen, sobald man einen Maßstab dafür hat? Herr Liddell irrt, wenn er mir die Äußerung zuschiebt, daß man die Stabilität nicht beurteilen könne. Man kann alles beurteilen; aber in der Technik soll man, wo es möglich ist, messen und nicht lediglich beurteilen. Legen Sie die Stabilitätskurve irgend eines Schiffes verschiedenen Sachverständigen vor: ein jeder wird sie verschieden beurteilen; aber messen wird sie jeder in gleicher Weise. Deshalb verlange ich — und darin bestärkt mich das, was die Herren gesagt haben — man soll sich über das erforderliche Maß der Stabilität einigen; wenn nicht für alle Schiffe ein und dasselbe Maß, so doch für jeden Typ ein Maß. Um sich aber über ein Maß der erforderlichen Stabilität einigen zu können, muß man vor allem einen geeigneten Maßstab besitzen, und mein Vortrag hat den Zweck, darauf hinzuweisen, daß ein solcher Maßstab existiert, und zwar in der dynamischen Wegkurve.

Die Sache liegt ganz ähnlich wie beim Freibord. Vordem derselbe durch Regeln festgelegt wurde, hat man die Beladungsgrenze der Schiffe lediglich beurteilt; dabei wird einer den Freibord eines Schiffes für genügend erachtet haben, den der andere für ungenügend ansah; es fehlte die Grundlage für die Beurteilung. Dann hat man sich über eine Grundlage geeinigt, man hat ein Minimalmaß festgelegt, und jetzt beurteilt man den Freibord nicht mehr, man mißt ihn. Ob die gewählte Grundlage immer das Richtige trifft, ist eine andere Frage; aber sie läßt sich durch Erfahrungen korrigieren.

Genau so denke ich mir die Behandlung der Frage der Stabilität; man schaffe durch Übereinkunft eine Norm für das erforderliche Minimalmaß; das Mittel dazu bieten die dynamischen Wegkurven. Ob die Werte, die ich vorgeschlagen habe, dabei akzeptiert werden, ist für die Sache gleichgültig; es sind eben nur Vorschläge. Ebenso gleichgültig ist es, ob man die Werte, wie ich es vorschlage, auf Neigungen von 30 und 60° mißt. Auch Herr Dr. Commentz hat diese Winkel akzeptiert; es können aber ebensogut andere Winkel genommen werden. Jedoch in einem anderen Punkt stimme ich mit Herrn Dr. Commentz nicht überein. Ich bin der Ansicht, daß es richtig wäre, Minimalmaße für die Stabilität bei größeren Neigungswinkeln gesetzlich festzulegen, genau so, wie man es beim Freibord getan hat.

Die Beurteilung oder, wenn man will, die Messung der Stabilität lediglich auf Grund der

metazentrischen Höhe halte ich aber für absolut zwecklos, weil sie unrichtig ist, wie ich das ja in meinem Vortrage auseinandergesetzt habe. Die Messung kann nur mittels der dynamischen Wegkurve geschehen. Einer der Herren hat gesagt, man könne auch statt dessen die Fläche der Hebelsarmkurve messen; das heißt mir recht geben, denn das ist ja die dynamische Wegstrecke. Indem man für den Verlauf dieser Kurve Minimalwerte festlegt, sei es nun durch 2 Punkte oder, wie mehrere der Redner es verlangen, durch den Gesamtverlauf, so tut man doch nichts weiter, als daß man einen Minimalwert für den Flächeninhalt der Hebelsarmkurve festlegt.

Nun hat Herr Wrobbel mir entgegengehalten, daß man die Sicherheit der Schiffe gefährden würde, wenn man Minimalmaße festlegen würde; denn dann würde kein Schiff mit einer größeren Stabilität, als die vorgeschriebene, über See gehen. Meine Herren, das heißt die Tendenz meines Vortrages umkehren! So etwas habe ich nicht gesagt und niemand kann es aus meinem Vortrage herauslesen. Ich will darauf hinaus, die Sicherheit der Schiffe zu vergrößern, nicht aber, sie zu vermindern. Man wird doch wohl nicht die Ladung eines Schiffes umstauen, weil man findet, daß seine Stabilität das Minimalmaß überschreitet. Hier hört die Analogie mit dem Freibord auf. Die Festlegung eines Minimalmaßes der Stabilität bedeutet doch nur dies: Man verlangt von den Reedern, daß sie ihre Schiffe so stabil machen, wie es ihren speziellen Zwecken dienlich ist; aber unter das vorgeschriebene Maß sollen sie nicht gehen. Daß ein Schiff mit einigen hundert oder tausend Passagieren an Bord sich mit dem Minimalmaß begnügen solle, habe ich nicht gesagt und halte es für durchaus unrichtig. Der vorsichtige Leiter einer Reederei wird es sich wohl stets zur Regel machen, seinen Schiffen, wenn sie Passagiere tragen, ein größeres Maß als das Minimalmaß der Stabilität zu geben. Daß man in solchen Fällen, wie bei dem von Herrn Wrobbel erwähnten „Kaiser“, auch noch eine große metazentrische Höhe anzustreben hat, widerspricht dem Inhalt meines Vortrages nicht; im Gegenteil, ich habe darin ausdrücklich hervorgehoben, daß eine große metazentrische Höhe notwendig wird, wenn man Gründe hat, der aufrechten Lage eine besondere Stetigkeit zu geben.

Man möge aber bedenken, daß es viele Schiffe gibt, die nicht so vorsichtig geleitet werden; es gibt viele Schiffe, die in Verfassungen über See gesandt werden, bei denen die Stabilitätskurven noch wesentlich unterhalb der Kurve D 2 in meiner Fig. 7 liegen. Solchen Schiffen gegenüber muß man die Handhabe besitzen, zu sagen: Die Stabilität genügt nicht. Und das kann man nur, wenn man sich über Minimalmaße geeinigt hat. Die metazentrische Höhe gibt dafür, wie gesagt, keinen Anhalt; die dynamische Wegkurve ermöglicht es. Dabei möchte ich erwähnen, daß der Dampfer D einen Typ darstellt, dem eine große Zahl von Dampfern der verschiedensten Reedereien entsprechen; es handelt sich dabei also wirklich um ein typisches Beispiel.

Es ist mir weiter gesagt worden, daß es unrichtig ist, von großen Schiffen ein ebenso großes Maß der dynamischen Wegstrecke zu verlangen, wie von kleinen Schiffen. Ja, meine Herren, da muß ich zunächst darauf aufmerksam machen, daß die Anforderungen, die ich in meinen Vortrage gestellt habe, doch wirklich außerordentlich gering sind. Bei 30° verlange ich nur 50 mm; das ist doch wirklich nicht viel. Würde ich nur von kleineren Schiffen sprechen, so würde ich ein größeres Maß vorgeschlagen haben; ich mußte aber doch der bei größeren Schiffen herrschenden Praxis eine gewisse Konzession machen. Es gibt allerdings wohl viele Schiffe, die über See in Verfassungen gehen, bei denen bei 30° ein Maß von 30 bis 35 mm, wenn nicht noch weniger, vorhanden ist. (Zuruf des Herrn Wrobbel: Der beste Beweis dafür, daß die Sache hinfällig ist!) Meine Herren, wenn Schiffe über See gesandt werden, die so minimalen Ansprüchen nicht genügen, und wenn diese wirklich glücklich hinübergekommen sind, so ist das durchaus noch kein Beweis, daß ihre Stabilität den berechtigten Ansprüchen genüge.

Ich halte 30 bis 35 mm für zu gering; im übrigen wiederhole ich, daß meine Zahlen von 50 und 200 mm nur Vorschläge sind; man kann sie ja vergrößern oder verkleinern, wenn man dies für richtig hält. Ich glaube aber, daß man bei genauer Prüfung von einer Verkleinerung absehen wird.

Bei kleineren Schiffen ergibt sich meistens, daß das Maß von 50 mm bei 30° überschritten wird, wenn man 200 mm bei 60° erreichen will. Bei den Fischdampfern ergibt sich 70 bis 100 mm und mehr. (Zuruf: Und bei großen Schnelldampfern?) Die haben in der Regel bei 30° nicht so viel. (Herr Geheimrat Rudloff: Die brauchen es auch nicht.)

Der Vorsitzende, Herr Geheimrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Wir können hier nicht so diskutieren; Herr Benjamin spricht das Schlußwort und damit ist die Sache zu Ende. Also bitte, Herr Benjamin!

Herr Zivilingenieur Benjamin-Hamburg:

Ich habe nichts weiter zu erwidern und kann damit schließen.

Herr Dr.-Ing. Commentz-Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren! Es tut mir leid, daß in der Diskussion nicht die Frage angeschnitten worden ist, welche ich im theoretischen Teil meines Vortrages angeregt habe, nämlich die Bedeutung des Verhältnisses von Wellenimpuls zum Umfang der krängenden und aufrichtenden Arbeiten, welche als Gegenwirkung in Frage kommen.

Herr Dr. Probst hat darauf hingewiesen, daß die Berechnung der metazentrischen Höhen aus der Schwingungsdauer und dem Trägheitsmoment des Schiffes einfacher und zuverlässiger sei als allgemein angenommen wird, und die Verschiedenartigkeit der Ladungszustände hierbei keine große Rolle spielt. Es freut mich, daß Herr Probst auf Grund seiner

Neigungsmesser, System von Klitzing (D. R. P. a).

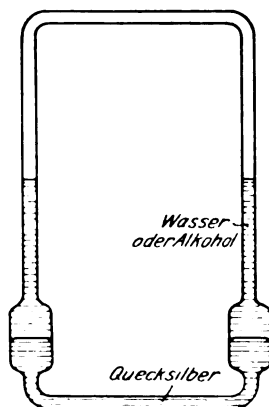


Fig. 11.

Erfahrungen auch auf diesem Wege dem Ziel näher zu kommen glaubt; außer der Bestimmung des Trägheitsradius bietet aber auch die Feststellung der Schwingungsdauer Schwierigkeiten, besonders wenn keine Resonanz von Wellenperiode und Schiffsschwingungsdauer vorhanden ist; bei größeren Winkelausschlägen kann die Schwingungsdauer beträchtlich durch den weiteren Verlauf der statischen Stabilität beeinflusst werden und ist also nicht nur von der metazentrischen Höhe abhängig; ein Rückschluß aus der Schwingungszeit auf

die metazentrische Höhe ist also unter Umständen auch aus diesem Grunde unsicher. Ich halte die Feststellung der Anfangsstabilität durch die von mir vorgeschlagene Methode für einfacher und sicherer, da sie weniger Fehlerquellen ausgesetzt ist. Die Kontrolle des Tiefganges ist leicht durchzuführen. Die Berechnung des Schwerpunktes und des Krängungsmomentes bietet keine Schwierigkeiten. Diese Rechnungen müssen mit der Berechnung der Krängungsausschläge vorher erledigt und in Tabellenform zusammengestellt werden.

Es ist mir im Lauf der Entwicklung der Meßapparate gesagt worden, es wäre wünschenswert, sie zu vereinfachen. Es freut mich, Ihnen hier heute noch einen neuen Neigungsmesser vorführen zu können, den mir Herr von Klitzing nach Veröffentlichung des gedruckten Vortrages gezeigt hat, und dessen Prinzip eine wesentliche Vereinfachung der Krängungsmeßapparate gestattet. In den senkrechten Schenkeln eines U-Rohres sind Erweiterungen angebracht. Das U-Rohr ist bis zur Hälfte der Erweiterung mit Quecksilber gefüllt, darüber mit einer spezifisch leichten Flüssigkeit (Wasser oder Alkohol). Bei einer Neigung des Rohres zeigt das Quecksilber entsprechende Ausschläge; die Ausschläge der leichteren oberen Flüssigkeit werden bedeutend größer, dem Verhältnis der spezifischen Gewichte entsprechend. Es ist also möglich, bei Anwendung dieser hydraulischen Übertragung die Neigungsmesser bedeutend kleiner zu halten als normale kommunizierende Rohre, und wesentlich größere Genauigkeit zu erzielen. Der im Bilde gezeigte Apparat hat zwar keine Dämpfung der Schwingungsausschläge, da er ursprünglich für andere Zwecke konstruiert ist; es lassen sich aber ohne weiteres die Prinzipien der Dämpfung und der hydraulischen Übersetzung miteinander vereinigen.

Den Herren, welche Interesse an der Sache haben, kann ich nach Schluß der Versammlung ein kleines Modell vorführen, durch welches das Prinzip der Krängungsmessung veranschaulicht wird, wie ich sie bisher ausgeführt habe.

Der Vorsitzende Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Meine Herren! Unsere beiden letzten Herren Vortragenden haben das schwerwiegende Problem der Stabilität angeregt. Diese Anregung scheint mir auf einen sehr fruchtbaren Boden gefallen zu sein, denn wir hatten darüber einen umfangreichen Gedankenaustausch. Wir sind den beiden Herren dafür, daß sie sich der Mühe unterzogen haben, uns ihre Arbeiten vorzulegen, unseren wärmsten Dank schuldig, den ich ihnen hiernit aussprechen möchte.

Meine Herren, damit schließe ich die diesjährige Tagung.

(Schluß: 6¼ Uhr.)

Besichtigungen.

XVIII. Die Schiebersteuerung für Pumpen nach System Nowacki.

Zu der am Sonnabend den 22. November 1913 im Maschinenbaulaboratorium der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg von unseren Mitgliedern besichtigten, von Herrn Nowacki, erstem Maschinisten der Großherzoglich-Oldenburgischen Yacht „Lensahn“, konstruierten Speisepumpe dürfen

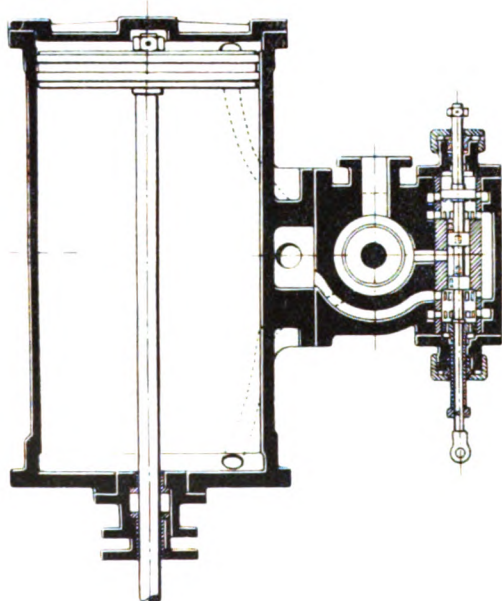


Fig. 1.

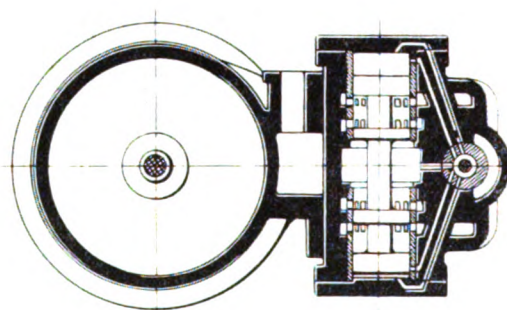


Fig. 2.

schwebender Patentverhandlungen wegen vorläufig nur folgende Einzelheiten veröffentlicht werden.

Die neue Schiebersteuerung besitzt gegenüber den bekannten Steuerungen bemerkenswerte Vorteile. Der Schieber ist als Kolbenschieber ausgebildet, verursacht nur eine geringe Reibung und bedarf deshalb nur einer unwesentlichen

Schmierung, so daß dem Kessel aus dem verbrauchten Dampf der Pumpe fast reines Kondensat zugeführt wird.

Der größte Vorteil der Pumpe ist es, daß sie in jeder Stellung anspringt. Auch ist es gleichgültig, wie der Schieberkasten angebracht wird, man kann ihn überall an den Zylinder setzen. Die vorstehenden Skizzen zeigen einen Vertikalschnitt und einen Horizontalschnitt des Kolbens und des Hilfsschiebers. Die Steuerung für den Dampfzylinder erfolgt durch den Kolbenschieber, der nur durch Dampf bewegt und durch den Hilfsschieber gesteuert wird. Der aus dem Einlaßrohr in den Hauptkolbenschieberraum strömende Dampf kann je nach der Stellung der Kolbenschieber durch die Dampfkanäle direkt in den Dampfzylinder gelangen, während ein Teil durch den Verbindungskanal in den Hilfsschieberraum geleitet wird. Vom Hilfsschieberraum führen die Einlaßkanäle für die Steuerung des Hauptkolbenschiebers nach dessen Stirnseiten. Die Auslaßkanäle des Hauptkolbenschiebers gehen nach dem äußeren Hilfsschieberraum und stehen mit dem Abdampfrohr in Verbindung. Von dem äußeren Hilfsschieberraum zweigen sich auch die Hilfsschieberauslässe ab, die zum Hauptkolbenschieber leiten. Die Hilfsschieberstange trägt Scheiben, die mit Hülsen verbunden sind, um von außen eine derartige Verstellung vornehmen zu können, daß ein vorzeitiger Abschluß der in die äußeren Hilfsschieberräume mündenden Auslaßkanäle des Hauptkolbenschiebers vom Dampfzylinder erfolgt, um im Dampfzylinder ein Dampfkissen zu erzeugen. Durch die seitliche Einmündung der Hilfsschieberauslaßkanäle in den Kolbenschieber wird auch die Bildung eines Dampfkisses an den Stirnseiten des Kolbenschiebers bewirkt.

XIX. Die Physikalisch-Technische Reichsanstalt in Charlottenburg.

Die Physikalisch-Technische Reichsanstalt, welche anlässlich der schiffbau-technischen Hauptversammlung am 22. November 1913 von etwa 200 Mitgliedern besichtigt wurde, ist im Oktober 1887 auf Anregung und durch tatkräftige Unterstützung Werner v. Siemens' gegründet worden. Leitende Absicht bei der Gründung dieses Institutes war die Förderung der Präzisionsmechanik, der Grundlage aller Technik, ohne welche die Konkurrenzfähigkeit der Industrie gegenüber dem Ausland nicht gesichert erschien.

Hauptgebäude, von der Werner Siemensstraße aus gesehen.



Fig. 1.

Langjährige Verhandlungen waren nötig, um diesen Gedanken der Verwirklichung entgegenzuführen. Es wurde zunächst in Aussicht genommen, ein preußisches Institut zur Hebung der Präzisionsmechanik zu gründen, und beim Neubau der Technischen Hochschule in Charlottenburg waren bereits die erforderlichen Räume vorgesehen. Da brach sich der Gedanke Bahn, daß es erspriesslicher sei, das Programm der neuen Anstalt weiter zu fassen und auch die übrige Technik direkten Nutzen aus ihr ziehen zu lassen. Ja noch mehr; es wurde von berufener Seite verlangt, daß das neue Institut, welches nur ein Reichsinstitut sein konnte, auch der wissenschaftlichen Forschung nutzbar zu machen sei. Werner v. Siemens sagt hierüber in einem Schreiben vom 20. März 1884:

„Dem Reich würden aus einer naturwissenschaftlichen Arbeitsstätte, wie sie geplant ist, sowohl materielle wie ideelle Vorteile von großem Gewicht erwachsen. Bei dem jetzt so lebhaft geführten Konkurrenzkampf den Völker hat das Land ein entscheidendes Übergewicht, welches neue Bahnen zuerst betritt und die auf dieselben zu gründenden Industriezweige zuerst ausbildet. Fast ohne Ausnahme sind es neue naturwissenschaftliche Entdeckungen, oft sehr unscheinbarer Art, welche solche neuen Bahnen eröffnen und wichtige Industriezweige neu erschaffen oder neu beleben. Ob die Aufdeckung einer neuen naturwissenschaftlichen Tatsache technisch verwertbar ist, ergibt sich in der Regel erst nach ihrer vollständigen systematischen Bearbeitung, doch oft erst nach längerer Zeit. Darum darf der wissenschaftliche Fortschritt nicht von materiellen Interessen abhängig gemacht werden.“

Die neue naturwissenschaftliche Arbeitsstätte, deren erster Präsident Hermann von Helmholtz war, hat sich aus bescheidenen Anfängen zu einer blühenden Organisation entwickelt, an der heute unter Leitung des Präsidenten, Herrn Professor Dr. Warburg, und des Direktors, Herrn Geh. Regierungsrat Professor Dr. Hagen, mehr als vierzig akademisch vorgebildete Beamte und ein großes technisches Personal tätig sind.

Die Reichsanstalt hat also eine zweifache Aufgabe zu erfüllen. Einerseits liegt ihr die Pflege rein wissenschaftlicher physikalischer Forschung ob, der sie frei von jeder Lehrverpflichtung und unbekümmert um die augenblicklichen Forderungen des praktischen Lebens nachgehen kann, andererseits soll sie allen einschlägigen Forderungen der Industrie und Technik nach Möglichkeit gerecht werden und die Entwicklung beider fördern. Rein äußerlich ist, diesen beiden Aufgaben entsprechend, die Reichsanstalt in zwei Abteilungen, die physikalische und die technische, gegliedert, was aber nicht hindert, daß zwischen beiden Abteilungen enge Beziehungen bestehen und Aufgaben der einen Abteilung gelegentlich von der anderen übernommen werden.

Da die wissenschaftlichen Einrichtungen der Abteilung I sich wenig für eine Besichtigung eignen, so konnten sie beim Besuch der Schiffbautechnischen

Gesellschaft fast gänzlich übergangen werden. Nur das Wärmelaboratorium und darin die Apparate für die Druckmessung von Gasen, für die Bestimmung der spezifischen Wärme von Gasen bei hohen Drucken und für die Verflüssigung von Wasserstoff wurden besichtigt.

Nichtsdestoweniger bieten die in der Abteilung I bearbeiteten Aufgaben hohes Interesse für jeden Gebildeten. Breiten Raum nimmt die Fortführung der Regnaultschen Untersuchungen ein, jenes großen französischen Gelehrten, dessen

Rückseite des Hauptgebäudes.

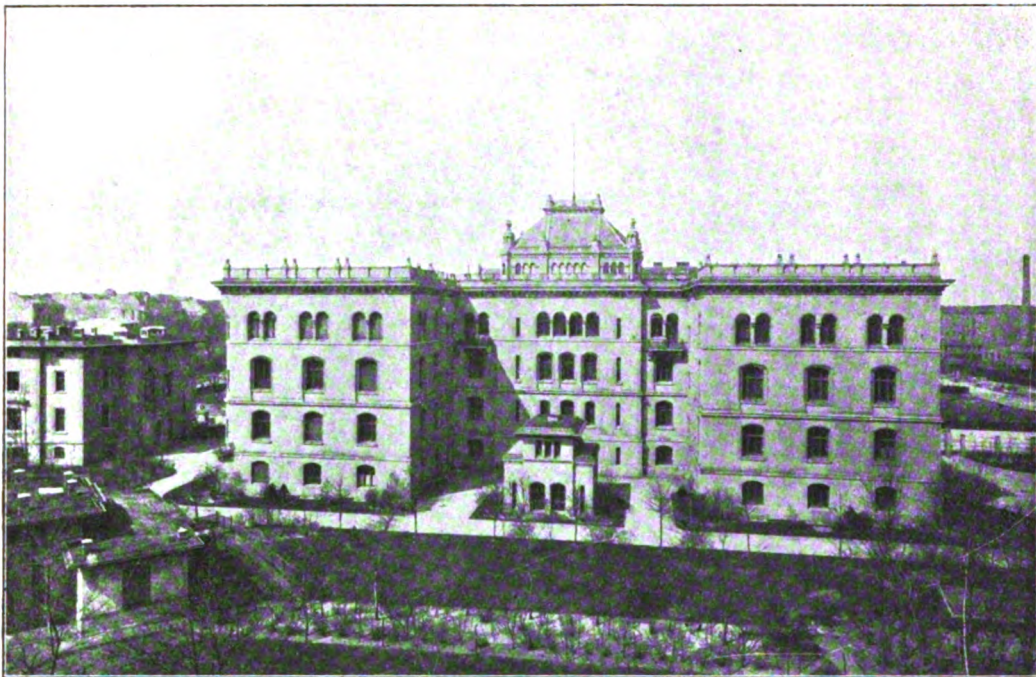


Fig. 2.

Lebenswerk die Ermittlung der experimentellen Grundlagen der Thermodynamik bildete. Gemäß diesem Programm sind in der Abteilung I ausgedehnte Untersuchungen über die Sättigungsdrucke des Wasserdampfes im ganzen in Frage kommenden Temperaturintervall angestellt, deren Resultate bei hohen Temperaturen für die Dampfmaschinentechnik, bei tieferen und tiefsten Temperaturen für die Meteorologie, im ganzen Bereich aber für die thermodynamische Theorie große Bedeutung haben.

Aus ähnlichen Gründen wichtig ist die Kenntnis der spezifischen Wärme von Gasen, deren Messung gleichfalls innerhalb eines weiten Temperaturintervalles

von verschiedenen Beobachtern in Angriff genommen und bereits bis zu einem gewissen Abschluß gebracht wurde.

Großes Interesse bietet ferner die Ermittlung der Längen- bzw. Volumen- oder Dichteänderung, die feste oder flüssige Körper bei Erwärmung oder Abkühlung erleiden. Solche Messungen sind nach den verschiedensten Methoden angestellt. Außer der komparatorischen Methode, nach welcher die Längenänderung stark abgekühlter oder hoch erwärmter Stäbe durch direkten Vergleich mit anderen auf einer Normaltemperatur gehaltenen Stäben ermittelt wurde, bediente man sich in tiefer Temperatur, wie sie von verflüssigten Gasen (flüssige Luft — -192° , flüssiger Sauerstoff — -183°) geliefert wird, der von Fizeau angegebenen, allerdings den vorliegenden Zwecken entsprechend abgeänderten Anordnung, die auf der Beobachtung und Ausmessung optischer Interferenzen beruht. Zur Bestimmung der Dichteänderungen des Quecksilbers benutzte Regnault die Dulong Petitsche Methode, die sich auf dem Prinzip der kommunizierenden Röhren stützt, und nach welcher man den Dichteunterschied des in beiden Röhren enthaltenen Quecksilbers aus dem Höhenunterschied der Quecksilberoberflächen schließt. Die gleiche Methode ist in der Reichsanstalt mit Erfolg auf Wasser angewendet worden, diese auf der Erde allgegenwärtige Substanz, welche in der anorganischen und in der organischen Welt eine so große Rolle spielt. Die außerordentliche Kleinheit der zu messenden Höhenunterschiede machte für die Beobachtung dieser Größe die Schaffung ganz besonderer Hilfsmittel nötig. Die vorzügliche Übereinstimmung der gewonnenen Resultate mit denen anderer Beobachter nach anderen Methoden läßt jetzt die Dichteänderung des Wassers auf lange Zeit hinaus als genügend genau bekannt erscheinen.

Wesentlich gefördert, wenngleich noch nicht völlig abgeschlossen, ist die Festlegung der Temperaturskala von den tiefsten bis zu den höchsten erreichbaren Temperaturen. Hier handelt es sich darum, mit der Temperatur veränderliche Eigenschaften von Körpern (Ausdehnung, elektrischer Widerstand, Thermokraft, optische Strahlung usw.) so mit der thermodynamisch definierten Temperaturskala in Beziehung zu setzen, daß man hernach aus den augenblicklichen Eigenschaften der Körper wiederum die Temperatur nach der thermodynamischen Skala berechnen kann. Die Beziehungen, die bei gewöhnlichen Temperaturen bereits recht gut bekannt sind, bedürfen bei tiefen und sehr hohen Temperaturen noch weiterer Untersuchung.

In gleicher Weise wie auf dem Gebiet der Wärme war auf dem Gebiet der Elektrizität grundlegende Arbeit zu verrichten. Hier handelte es sich vor allem darum, die theoretisch definierten Einheiten, in erster Linie die drei Grundein-

heiten, Ohm, Ampère und Volt zu verwirklichen, mit anderen Worten praktisch brauchbare Etalons zu schaffen und Meßanordnungen auszuarbeiten, mit Hilfe deren die Maßeinheit jederzeit reproduzierbar war. Auch diese Aufgabe ist im großen und ganzen als gelöst zu betrachten. Die Reichsanstalt verfügt über einen Stamm von elektrischen Widerstandsnormalen, die an die gesetzlich festgelegte Quecksilbereinheit angeschlossen und mit ihr von Zeit zu Zeit neu zu vergleichen

Ansicht des ausschließlich für wissenschaftliche Untersuchungen bestimmten Observatoriums, von der Marchstraße aus gesehen.

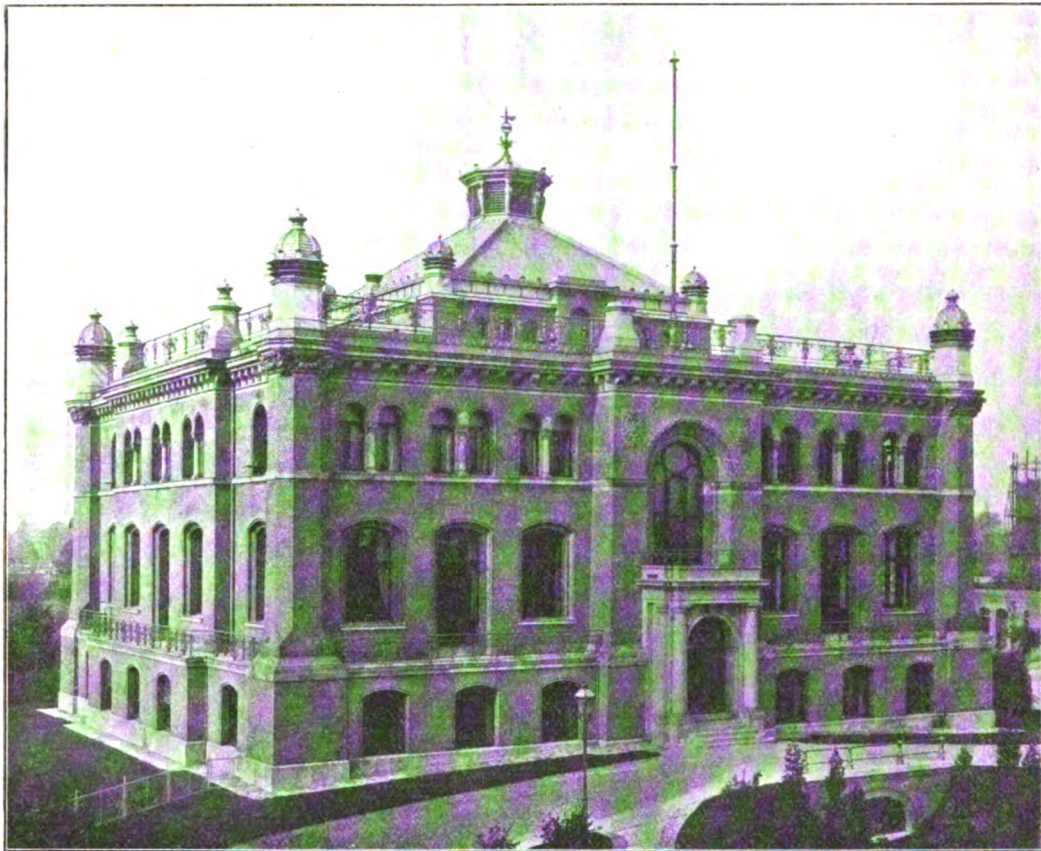


Fig. 3.

sind, in der Zwischenzeit aber durch regelmäßige Vergleichen untereinander kontrolliert werden. Auch die Spannungseinheit ist durch sogenannte Normalelemente in großer Zahl verkörpert, deren Temperaturabhängigkeit und deren Beziehung zum gesetzlichen Volt genügend genau bekannt sind. Endlich sind die Methoden der Strommessung des Silbervoltameters genau erforscht und alle dabei in Frage kommenden Fehlerquellen sorgfältig studiert worden. Zurzeit sind Versuche im Gange, um die Widerstandseinheit nach einer neuen Methode abzuleiten.

Mit dem Vorgenannten ist die Zahl der reinwissenschaftlichen Aufgaben, welche die Reichsanstalt beschäftigen, bei weitem nicht erschöpft. Ja, es gibt wohl kein Gebiet der messenden Physik, das nicht in der einen oder anderen Weise in der Reichsanstalt behandelt worden ist oder noch behandelt wird. So mag an die umfangreichen Untersuchungen über die Strahlung schwarzer und nicht-schwarzer Körper in hohen Temperaturen erinnert werden, die vor etwa einem Jahrzehnt in der Reichsanstalt durchgeführt wurden und in gemeinsamer Arbeit mit außerhalb der Reichsanstalt stehenden Gelehrten zur Aufstellung der bis zu hohen Temperaturen genau gültigen Strahlungsgesetze führten. Neuerdings wird in der Reichsanstalt an der Erforschung der Struktur der Spektrallinien gearbeitet. Neue Apparate und neue Untersuchungsmethoden sind für diesen Zweck ausgebildet worden. Auch die Probleme, die der physikalischen Forschung durch die erst in neuerer Zeit entdeckten Strahlungen gestellt sind, werden in der Reichsanstalt behandelt und werden dank der besonderen Fürsorge der Reichsregierung künftig noch in erhöhtem Maße studiert werden können.

Die t e c h n i s c h e A b t e i l u n g II bot den Mitgliedern der Schiffbau-technischen Gesellschaft aus naheliegenden praktischen Gründen erhöhtes Interesse. Es wurde das L a b o r a t o r i u m f ü r W ä r m e u n d D r u c k (ärztliche Thermometer, Barometer, Manometer, Kalorimeter, Thermoelemente, optische Pyrometer, Petroleum-Untersuchungsapparate usw.) besichtigt. Auch durch das Starkstromlaboratorium führte der Besuch, wo Torsionskraftmesser, Zählerprüfungen, Isolatoren und Überschlagsversuche mit hochgespannten Strömen bei trockener und feuchter Luft in Augenschein genommen wurden. Mit einem Rundgang durch das Präzisionsmechanische Laboratorium und mit der Vorführung von Transversalkomparatoren nebst Thermostaten, von Quarzglasapparaten, der Reineckerschen Meßmaschine und von Prüfungseinrichtungen für Gyrometer und Tachymeter fand die Besichtigung ihren Abschluß.

Als A u f g a b e d e r t e c h n i s c h e n A b t e i l u n g wurde oben die Förderung der Industrie und Technik genannt. Diese Förderung wird hauptsächlich dadurch erreicht, daß die Reichsanstalt alle ihr von der Industrie und Technik übergebenen Apparate und Instrumente, soweit sie der Untersuchung nach physikalischen Methoden zugänglich sind, einer Prüfung unterzieht und das Resultat dieser Prüfung bescheinigt oder die mit Erfolg vollzogene Prüfung sonstwie, etwa durch Aufstempeln des Reichsadlers, an dem Instrument kenntlich macht. Hierbei kann es sich entweder, wie z. B. bei Fieberthermometern, nur um die qualitative Untersuchung handeln, ob ein Instrument innerhalb gewisser, ein für allemal festgesetzter Fehlergrenzen richtig ist, oder aber die Prüfungsbescheinigung kann das

Resultat einer quantitativen Untersuchung wiedergeben, mit anderen Worten, sie enthält Mitteilung darüber, um wieviel ein Meßinstrument in seinen Angaben von der Wahrheit abweicht.

Die Prüfung von Gegenständen durch die Reichsanstalt kann für Industrie und Technik aus zweierlei Gründen begehrt sein. Einerseits, und das ist die Regel, soll durch die Prüfung der Verkaufswert eines Instrumentes erhöht werden, insofern der Käufer, namentlich auch derjenige im Ausland, meist lieber ein Instrument kauft, dessen Richtigkeit ihm durch die Autorität der Reichsanstalt verbürgt ist, als ein solches, bei dem er sich nur auf die Angaben oder Versicherungen des ihm meist unbekannten Fabrikanten verlassen kann. Andererseits läßt die Industrie häufig Gegenstände lediglich zur Feststellung ihrer eigenen Leistungsfähigkeit prüfen, sei es zur eigenen Kontrolle, sei es, um den Vorsprung vor der Konkurrenz zu zeigen.

Die Prüfungstätigkeit der technischen Abteilung ist eine sehr vielseitige. Sie umfaßt im wesentlichen das ganze Gebiet der Physik und erleidet nur eine geringe Einschränkung dadurch, daß Prüfung und Beglaubigung von absoluten Längen und Maßen in das Tätigkeitsgebiet der Schwesterbehörde, der Kaiserlichen Normal-Eichungskommission, fallen. Indessen werden auch Teilungen, Endmaße, Leitspindeln für Drehbänke, Schraubennormalien, Kreisteilungen, Stimmgabeln u. a. im präzisionsmechanischen Laboratorium der Reichsanstalt untersucht.

Im elektrischen Laboratorium, das kürzlich in das neu erbaute Starkstromlaboratorium übersiedelte, werden Meßapparate für Spannung (Voltmeter), Strom (Ampèremeter), Leistung (Wattmeter) und Arbeit (Elektrizitätszähler), ferner Kapazitäten, Induktivitäten, Dynamomaschinen und Transformatoren, Widerstände und Normalelemente für Schwachstrommessungen, Akkumulatoren und galvanische Elemente, schließlich magnetische Materialien und Meßgeräte geprüft. Systematische Untersuchungen an Eisenlegierungen, die mit Unterstützung einiger Großfirmen durchgeführt wurden, haben die Wege gewiesen, wie durch passende Wahl der Materialien die Verluste in elektrischen Maschinen wesentlich gegen früher herabgedrückt werden können.

Die Zahl der im Laboratorium für Wärme und Druck geprüften Thermometer ist sehr groß; sie betrug seit 1887 weit über 300 000, in den letzten fünf Jahren etwa 70 000 Stück, von denen der größte Teil auf ärztliche (Fieber-)Thermometer, ein recht erheblicher Teil aber auch auf Instrumente für andere Zwecke entfällt. Diese letztgenannten Instrumente dienen nicht nur als Normalinstrumente in wissenschaftlichen Laboratorien; sie werden vielfach für meteorologische Zwecke, als Tiefseethermometer auch zur Messung von Meerestiefen und zur Höhenmessung

als Siedethermometer benutzt und entsprechend konstruiert und geprüft. Zu diesen gewöhnlichen Thermometern gesellen sich jährlich fast 1000 Stück Widerstandsthermometer und Thermoelemente, namentlich solche aus Edelmetallen mit hohem Materialwert, sowie optische Temperaturmeßvorrichtungen. Endlich fallen in das Arbeitsgebiet dieses Laboratoriums die Prüfung von Kalorimetern, Barometern, technischen Druckmessern und Indikatorfedern, Sicherungen für Dampfkessel, ferner Apparate zur Untersuchung von Erdölen auf Entflammungspunkt, Zähigkeit und Zusammensetzung aus verschiedenen hochsiedenden Bestandteilen u. a. m.

Im optischen Laboratorium werden jährlich etwa 1000 Lampen der verschiedensten Art auf ihre Lichtstärke geprüft, Kohlen- und Metallfadenlampen, Nernstlampen, Bogenlampen mit Kohle- und Quecksilberelektroden, Brenner für Gasglühlicht, Petroleum, Spiritus und Azetylen. Vielfach gewünscht sind sogenannte Dauerprüfungen, durch die die Lebensdauer bzw. die Helligkeitsabnahme der Lampen im Laufe des Betriebs festgestellt werden soll. Die Zahl der Brennstunden erreicht hierbei jährlich fast eine Viertelmillion. An dem Studium der Normallampen, der sog. Hefnerlampen, hat das optische Laboratorium der Reichsanstalt in den verflossenen Jahren regen Anteil genommen. Dieselben werden auch jetzt noch von der Industrie lebhaft begehrt und bilden deshalb einen regelmäßig wiederkehrenden Prüfungsgegenstand. Eine weitere Reihe von Arbeiten ging aus der Aufforderung hervor, die in der Zuckerindustrie und im Zollwesen wichtigen Polarisationsinstrumente einer Prüfung und Beglaubigung zu unterziehen. Dies führte auf die Prüfung von Normalquarzplatten sowie auf eine Untersuchung der Umstände, die die polarimetrische Zuckerbestimmung beeinflussen.

Im Laufe der Zeit ist in der Industrie das Bedürfnis zutage getreten, für gewisse Massenartikel außer der Reichsanstalt noch Prüfungsstellen zur Verfügung zu haben, die sich in der Nähe der Produktionszentren dieser Artikel befinden. Die Reichsanstalt hat diesen Wünschen nachgegeben und das Entstehen solcher Prüfungsstellen gefördert, die von Bundesstaaten oder von Städten eingerichtet und betrieben werden, aber in technischer Hinsicht der Oberaufsicht der Reichsanstalt unterstehen. Hierher gehören eine Reihe mehr oder minder stark beschäftigter elektrischer Prüfämter (in Barmen, Bremen, Chemnitz, Frankfurt a. M., Hamburg, Ilmenau, München, Nürnberg) sowie die Großherzoglich Sächsische Prüfungsanstalt für Glasinstrumente in Ilmenau und die Herzogliche Sächsische Prüfungsstelle für ärztliche Thermometer in Gehlberg. Die Prüfungsanstalt in Ilmenau hat in den letzten fünf Jahren nicht weniger als 300 000 Thermometer geprüft und damit der Reichsanstalt eine erhebliche Arbeitslast abgenommen.

Teilweise nach dem Muster der Reichsanstalt sind neuerdings auch in England (National Physical Laboratory in Teddington) und Amerika (Bureau of Standards in Washington) Staatsinstitute gegründet worden, mit denen die Reichsanstalt namentlich in Fragen von internationaler, physikalisch-wissenschaftlicher und technischer Bedeutung in inniger Fühlung steht. Namentlich auf dem Gebiete der elektrischen Maßeinheiten haben alle drei Institute miteinander gearbeitet und haben durch Konferenzen in Berlin und London und gemeinsam angestellte Untersuchungen in Washington diese Frage einer befriedigenden Lösung entgegengeführt.

XX. Namenverzeichnis

der Vortrags- und Diskussionsredner nebst Sachregister und Seitenzahlen.

Die Namen der Verfasser sowie die Titel ihrer Vorträge sind **fett** gedruckt.

Name des Verfassers oder Diskussionsredners	Thema des Vortrages oder der Diskussion	Seite
Bauer, Dr.	Neuere Erfahrungen und Bestrebungen im Schiffsturbinenbau	113
	Schlußwort	169
	Schaufelbrüche	169
	Rädergetriebe und Foettingertransformator	170
Bauer, M. H.	Harmonie der Schiffsförmn	257
	Schlußwort	283
	Abhängigkeit der Schiffseigenschaften von der Displacementsverteilung	283
	Mathematische Grundlage für Schleppversuche	284
	Stufenboote	285
Bendemann	Strömungserscheinungen am Schraubenflügel	578
	Definition der geometrischen Steigung	579
	Projekt der Versuchsanstalt Adlershof für Serienversuche in maßstäblichen Größen	580
	Dgl. betr. Bau einer Versuchseinrichtung für maßstäbliche Propeller usw.	580
	Vorteil von maßstäblichen Schraubenversuchen für Luftschrauben	580
Benjamin	Über das Maß der Stabilität der Schiffe	591
	Schlußwort	611
	Messung oder Beurteilung der Stabilität	642
	Minimalmaß für die Stabilität	642
Beyerhaus	Die relative Ein- und Austrittsgeschwindigkeit ist im Propeller gleich	563
	Pitotsche Röhre	567

Name des Verfassers oder Diskussionsredners	Thema des Vortrages oder der Diskussion	Seite
Boveri	Rückwärtsturbinen 162,	164
	Rädergetriebe und Foettingertransformator	163
Bredow	Telefunken an Bord des „Imperator“	394
	Schlußwort	431
	Drahtlose Telephonie	432
Busley	Dank für die Vorträge 172, 227, 255, 285, 393, 433, 593,	645
Commentz	Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen	615
	Schlußwort	644
	Bemessung der metazentrischen Höhe aus Schwin- gungsdauer und Trägheitsmoment	644
	Neigungsmesser nach System v. Klitzing	645
Eggers	Foettingertransformator	165
	Überhitzung bei Schiffsturbinen	166
Emsmann	Drahtlose Telephonie	428
Flamm	Einwirkung der Schraube auf die Kanalsohle	578
Frommann	Manövrierfähigkeit der Turbinenschiffe	158
Goecke	Die Trochoide oder Sinoide als Schiffsform	278
Gümbel	Das Problem des Schraubenpropellers	434
	Schlußwort	581
	Begriff der Düsenwirkung bei Propellern	582
	Wissenschaftliche Strömungslehre und Wirklichkeit	585
	Geschwindigkeitsmessungen mittels Woltmannschen Flügels	586
	Dimensionslose Darstellung von Rechnungs- und Ver- suchsresultaten	588
	Vorschlag für die Form von Schraubenflügeln für Serienversuche	591
	Vorschlag für neue Propellerversuche	591
	Unmittelbare Messung der Schraubenkräfte	592
Krainer	Begriff der Düsenwirkung bei Propellern	553
	Die Ölmaschine, eine Zwischenstufe zur Gasturbine .	553
	Die Schrauben von Bramah, Eriksson und Stow . . .	554
	Wirkungsgrad von Propellern	554
Krieger	Dehnbare Modellkörper mit gleichbleibendem Ober- flächenwiderstand für Schleppversuche	281
	Grenzkurven für die Stabilität	639
Liddell	Individuelle Bemessung der Stabilität	636
Lorenz	Der Nachstrom am Modell der „Mauretania“	559
Pietzker	Beziehungen zwischen Luftschiffbau und Schiffbau .	228

Name des Verfassers oder Diskussionsredners	Thema des Vortrages oder der Diskussion	Seite
Probst	Die dynamische Wegkurve kein Kriterium für die Stabilität	637
	Berechnung der metazentrischen Höhe aus Schwin- gungsdauer und Trägheitsmoment	638
Regenbogen	Rädergetriebe und Foettingertransformator	167
Reißner	Propellertheorie	557
	Der Widerstand von Schraubenflügeln im Lichte der Zirkulationsströmung	558
Roth	Schichtauturbine	153
	Schaufelmaterial	153
	Rückwärtsturbine	154
	Schaufelhavarien	154
	Foettingertransformator und Zahnradgetriebe	155
Rudloff	Mathematisch definierbare Schiffsformen	283
Schaffran	Methoden zur Ermittlung der Propellerwirkung in der Königl. Versuchsanstalt für W. u. Sch., Berlin	568
	Bestimmung des bestgeeigneten Propellers	572
	Versuche mit verschiedenen Flügelquerschnitten	570
	Beeinflussung des Widerstandes durch Nachstrom und Saugwirkung der Schraube	573
	Einfluß des Nachstroms auf Propellerwirkung	575
	Propellerversuchsprogramm der Königl. Versuchs- anstalt für W. u. Sch., Berlin	576
Schlichting	Bedeutung eines Formenelements des Schiffes für den Widerstand	282
Schulthes	Elektrische Zwischengetriebe für Schiffsturbinen	161
Thele	Das hamburgische Baggerwesen	286
Wagner, R.	Gegenpropeller	581
Wagner, Obering. der A. E. G., Berlin	Schraubenpropeller keine Umkehrung der Turbine	560
Waldmann	Die statischen Stabilitätsmomente als Kriterium für die Stabilität	635
Weidert	Entwicklung und Konstruktion der Unterseeboots- Scerohre	174
Wrobel	Kein Normalmaß für die Stabilität	633
	Bedeutung der Winddruckmomente für die Stabilität	633
	Metazentrische Höhe und Stabilität bei Neigungen	634



